



# Modélisation et Commande du Système d’Alimentation en Air pour le Module de Puissance d’un Véhicule à Pile à Combustible avec Reformage Embarqué

Nicolas Romani

## ► To cite this version:

Nicolas Romani. Modélisation et Commande du Système d’Alimentation en Air pour le Module de Puissance d’un Véhicule à Pile à Combustible avec Reformage Embarqué. Sciences de l’ingénieur [physics]. Université Paris Sud - Paris XI, 2007. Français. NNT : . tel-00272471

**HAL Id: tel-00272471**

**<https://theses.hal.science/tel-00272471>**

Submitted on 11 Apr 2008

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L’archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d’enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° d'ordre : 8763

## THÈSE DE DOCTORAT

SPÉCIALITÉ : PHYSIQUE

*École Doctorale « Sciences et Technologies de  
l'Information des Télécommunications et des Systèmes »*

Présentée par :

Nicolas ROMANI

Sujet :

### **Modélisation et Commande du Système d'Alimentation en Air pour le Module de Puissance d'un Véhicule à Pile à Combustible avec Reformeur Embarqué**

Soutenue le 24 septembre 2007 devant les membres du jury :

Mme	F. LAMNABHI-LAGARRIGUE	Présidente du jury
MM.	D. BEAUVOIS	Encadrant
	F. BOUDJEMAA	Examineur
	D. DUMUR	Directeur de thèse
	E. GODOY	Encadrant
	V. LE LAY	Encadrant
	M. M'SAAD	Rapporteur
	E. OSTERTAG	Rapporteur



Thèse effectuée au sein du Département d'Automatique de Supélec - EA 1399



# Résumé

Les travaux de thèse exposés dans ce mémoire ont pour thèmes la modélisation physique et la commande multivariable d'un système thermo-pneumatique complexe dans un contexte automobile. Ils ont été menés dans le cadre d'une collaboration industrielle entre le Département d'Automatique de Supélec et la Direction de la Recherche de Renault, et ont pour application principale le système d'alimentation en air d'un véhicule à pile à combustible avec reformeur de carburant embarqué. Il faut préciser que la conception et la commande d'un tel système déterminent de manière significative les caractéristiques et les performances d'un véhicule électrique intégrant une pile à combustible, la complexité augmentant lorsque la production d'hydrogène à bord du véhicule par reformage remplace le stockage d'hydrogène comprimé à haute pression.

Les différentes étapes de la thèse ont d'abord abouti au développement de modèles dynamiques représentatifs des non-linéarités et des couplages inhérents aux phénomènes acoustiques dans les fluides compressibles, et à l'identification des modèles des différents actionneurs et capteurs retenus pour cette application. Un modèle réduit et conditionné du système à commander a alors été dérivé du modèle non-linéaire global du système d'air, puis utilisé comme support de l'analyse et de la synthèse de stratégies de commande multivariables. L'approche multivariable se justifie clairement par l'action de découplage des effets produits par les divers actionneurs, et par la capacité à respecter les spécifications dynamiques du cahier des charges.

Enfin, une part importante du travail a été consacrée à la réalisation d'un banc d'essai expérimental reconstituant le système d'alimentation en air, et prenant en compte les exigences futures d'intégration à bord d'un véhicule. L'exploitation de ce moyen d'essai a permis de tester les divers composants devant intégrer à terme le système "pile à combustible" du projet RESPIRE (Réduction des Émissions avec Système Pile à combustible et Reformeur Essence), mais aussi de valider les modèles et lois de commande du système d'air développés au cours de la thèse.



# Abstract

The thesis issues explained in this report concern physical modelling and multivariable control of a complex thermo-pneumatic system in an automotive context. Work has been led within the framework of an industrial collaboration between the Automatic Control Department of Supelec and the Research Department of Renault, and has for main application the air supply system of a fuel cell vehicle with on-board fuel reformer. It is necessary to state that design and control development of such a system determine in a significant way the characteristics and the performances of an electrical fuel cell vehicle, and that the complexity increases when the storage of high-pressure compressed hydrogen is substituted in the vehicle by the on-board production of reformed hydrogen.

The various steps of the thesis have first permitted to develop representative and dynamic models of inherent nonlinearities and couplings of acoustic phenomena in the compressible fluids, and to identify the models of the various actuators and sensors specified for this application. A reduced model has been deduced from the global nonlinear model of the air system, and thus used as support of the analysis and the multivariable strategies synthesis. This control approach is clearly justified by decoupling action of actuators effects, and by capability to respect dynamic specifications.

An important part of the work has consisted in setting up a test bench - representative of considered air supply system and well-adapted to future demands linked to vehicle integration. Thanks to this experimental means, the various components that should be integrated in the fuel cell system of the RESPIRE project (Reduction of Emissions by Fuel Cell System and Fuel Reformer) have been evaluated, and the air system models and control laws developed during the thesis have been validated.



*Hè meglio tardi che mai...*





# Table des matières

<b>I</b>	<b>Contexte de l'étude</b>	<b>1</b>
	<b>Introduction générale</b>	<b>3</b>
<b>1</b>	<b>Véhicule à pile à combustible et problématique du système d'air</b>	<b>17</b>
1.1	Introduction à la technologie "pile à combustible" . . . . .	17
1.1.1	Historique et principe de fonctionnement . . . . .	17
1.1.2	Différentes technologies de piles à combustible . . . . .	19
1.1.3	Description des piles à membrane échangeuse de protons . . . . .	20
1.2	Système "pile à combustible" et application automobile . . . . .	24
1.2.1	L'hydrogène : carburant pour les transports . . . . .	24
1.2.2	La pile à combustible : technologie de rupture . . . . .	27
1.2.3	Le véhicule à pile à combustible chez les différents constructeurs . . . . .	28
1.3	Présentation du véhicule à pile à combustible étudié . . . . .	34
1.3.1	Les projets de recherche associés . . . . .	34
1.3.2	Le module de puissance . . . . .	35
1.3.3	Le fonctionnement à pression élevée . . . . .	41
1.3.4	Le système d'alimentation en air . . . . .	44
1.3.5	La problématique du groupe de compression . . . . .	46
1.4	Conclusion . . . . .	49
<b>II</b>	<b>Modélisation et analyse</b>	<b>51</b>
<b>2</b>	<b>Modélisation physique : méthodologie et outils théoriques</b>	<b>53</b>
2.1	Introduction à la démarche de modélisation . . . . .	53
2.1.1	Choix de la modélisation physique . . . . .	53
2.1.2	Démarche adoptée pour la modélisation pneumatique . . . . .	56
2.1.3	Revue de modèles de systèmes d'air dans la littérature . . . . .	59
2.2	Modélisation des conduits pneumatiques . . . . .	61
2.2.1	Rappels théoriques . . . . .	61
2.2.2	Modèle d'acoustique non-linéaire . . . . .	62
2.2.3	Modèle de perte de charge . . . . .	66
2.2.4	Modèle d'échange thermique . . . . .	68
2.2.5	Modèle complet de conduit . . . . .	70
2.3	Modélisation des actionneurs . . . . .	71

2.3.1	Modèle du groupe de compression . . . . .	71
2.3.2	Modèle de vanne . . . . .	79
2.4	Validation des modèles du système d'air . . . . .	81
2.4.1	Méthodologie couplée . . . . .	81
2.4.2	Vérification de la cohérence des modèles par simulation . . . . .	81
2.4.3	Validation expérimentale des modèles sur banc d'essai . . . . .	85
2.5	Conclusion . . . . .	86
<b>3</b>	<b>Modélisation et identification du système d'air expérimental</b>	<b>87</b>
3.1	Présentation du système d'air expérimental . . . . .	87
3.1.1	Définition du système étudié . . . . .	87
3.1.2	Présentation du moyen d'essai . . . . .	89
3.2	Modélisation du système d'air pour la commande . . . . .	93
3.2.1	Rappel des objectifs . . . . .	93
3.2.2	Modèle non-linéaire du système d'air expérimental . . . . .	93
3.2.3	Conditionnement du modèle pour la commande . . . . .	109
3.2.4	Validation du modèle de commande . . . . .	113
3.3	Analyse du modèle linéaire du système d'air . . . . .	116
3.3.1	Introduction en vue de la commande . . . . .	116
3.3.2	Analyse des transferts en fonction du point de fonctionnement . . . . .	116
3.3.3	Analyse de sensibilité . . . . .	121
3.3.4	Analyse structurelle du modèle . . . . .	123
3.4	Conclusion . . . . .	125
<b>III</b>	<b>Commande et résultats</b>	<b>127</b>
<b>4</b>	<b>Synthèse de lois de commande pour le système d'air</b>	<b>129</b>
4.1	Formulation du problème de commande . . . . .	129
4.1.1	Spécificités liées à l'application "pile à combustible" . . . . .	129
4.1.2	Cahier des charges du système d'air expérimental . . . . .	129
4.1.3	Revue de commandes dans la littérature . . . . .	130
4.2	Synthèse de la commande dans un cadre monovarié . . . . .	133
4.2.1	Introduction . . . . .	133
4.2.2	Synthèse de régulateurs PI . . . . .	133
4.2.3	Mise en œuvre et résultats en simulation . . . . .	137
4.2.4	Bilan . . . . .	142
4.3	Synthèse de la commande dans un cadre multivariable . . . . .	144
4.3.1	Introduction . . . . .	144
4.3.2	Synthèse d'une commande par retour d'état . . . . .	144
4.3.3	Structure de commande pour le système d'air expérimental . . . . .	148
4.3.4	Mise en œuvre et résultats en simulation . . . . .	155
4.3.5	Bilan . . . . .	160
4.4	Analyse non structurée de la robustesse . . . . .	161

## TABLE DES MATIÈRES

4.4.1	Introduction . . . . .	161
4.4.2	Evaluation des marges de stabilité dans un cadre multivariable . . . . .	161
4.4.3	Bilan . . . . .	164
4.5	Conclusion . . . . .	165
<b>5</b>	<b>Résultats expérimentaux sur la commande du système d'air</b>	<b>167</b>
5.1	Protocole expérimental pour la validation . . . . .	167
5.1.1	Rappels sur le fonctionnement du système d'air . . . . .	167
5.1.2	Procédure pour la validation expérimentale . . . . .	168
5.1.3	Mise en œuvre des lois de commande sur banc . . . . .	169
5.2	Validation expérimentale des résultats obtenus en simulation . . . . .	170
5.2.1	Commande monovariable . . . . .	170
5.2.2	Commande multivariable . . . . .	176
5.3	Conclusion . . . . .	183
<b>IV</b>	<b>Conclusion et annexes</b>	<b>185</b>
	Conclusion générale	187
	Annexe A : Éléments sur la modélisation "bond-graph"	191
	Annexe B : Éléments théoriques pour la dynamique des fluides	193
	Annexe C : Description matérielle du banc d'essai	209
	Annexe D : Compléments sur la modélisation réduite et l'analyse	217
	Annexe E : Compléments sur la synthèse des lois de commande	221
	Annexe F : Publications scientifiques	229
<b>V</b>	<b>Illustrations et références</b>	<b>271</b>
	Liste des figures	273
	Liste des tableaux	277
	Références bibliographiques	279



# Nomenclature

## Acronymes

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
EME	Électrode-Membrane-Électrode
FC	<i>Fuel Cell</i>
FCS	<i>Fuel Cell Stack</i>
FCV	<i>Fuel Cell Vehicle</i>
FPS	<i>Fuel Processing System</i>
LFT	<i>Linear Fractional Transformation</i>
LPV	<i>Linear Parameter Varying</i>
LQ	Linéaire Quadratique
LTI	Linéaire à Temps Invariant
MDP	Module de Puissance
MIMO	<i>Multi-Inputs Multi-Outputs</i>
PAC	Pile À Combustible
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PEM	<i>Proton Exchange Membrane</i>
PI	Proportionnel Intégral
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
SISO	<i>Single Input Single Output</i>
ZEV	<i>Zero Emission Vehicle</i>

## Indices et exposants

### Indices

<i>act</i>	Activation
<i>ad</i>	Adiabatique
<i>an</i>	Anode
<i>atmo</i>	Atmosphérique
<i>aux</i>	Auxiliaires
<i>bronk</i>	Débitmètre Bronkhorst
<i>ca</i>	Cathode
<i>capt</i>	Capteur
<i>carb</i>	Carburant
<i>cell</i>	Cellule
<i>comp</i>	Compresseur
<i>cox</i>	Débitmètre Cox
<i>di</i>	Diffuseur
<i>dif</i>	Diffusion
<i>elec</i>	Électrique
<i>et</i>	Échangeur thermique
<i>far</i>	Faradique
<i>(l)</i>	Liquide
<i>mat</i>	Matière
<i>max</i>	Maximum
<i>norm</i>	Normalisé
<i>proc</i>	Procédé
<i>re</i>	Reformeur
<i>rev</i>	Réversible
<i>sat</i>	Saturation
<i>syst</i>	Système
<i>th</i>	Thermodynamique
<i>turb</i>	Turbine
<i>vol</i>	Volumique

## NOMENCLATURE

### Exposants

0	Valeur nominale (standard)
*	Consigne
#	Mesure
<i>cond</i>	Conduction
<i>contract</i>	Contraction
<i>conv</i>	Convection
<i>cor</i>	Corrigé
<i>courb</i>	Courbure
<i>expans</i>	Expansion
<i>EXT</i>	Extérieur
<i>FF</i>	<i>Feed-forward</i>
<i>IN</i>	<i>Input</i> (entrée)
<i>INT</i>	Intérieur
<i>OUT</i>	<i>Output</i> (sortie)



## Notations

### Lettres latines

$A$	Surface	$\text{m}^2$
$c$	Célérité du son	$\text{m.s}^{-1}$
$C_{P,V}$	Capacités calorifiques (à pression ou volume constant)	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$D$	Diamètre	$\text{m}$
$e$	Énergie massique	$\text{J.kg}^{-1}$
$E$	Potentiel électrochimique	$\text{V}$
$e_c$	Énergie cinétique massique	$\text{J.kg}^{-1}$
$F$	Constante de Faraday	$\text{C.mol}^{-1}$
$Gr$	Nombre de Grashof	-
$h$	Enthalpie massique	$\text{J.kg}^{-1}$
$H$	Enthalpie	$\text{J}$
$\mathcal{H}_R$	Humidité relative	-
$I$	Courant	$\text{A}$
$\mathcal{I}$	Inertie fluidique	$\text{m}^{-1}$
$j$	Densité de courant	$\text{A.cm}^{-2}$
$J$	Inertie	$\text{kg.m}^2$
$k$	Constante de vitesse de réaction	-
$L$	Longueur	$\text{m}$
$m$	Masse	$\text{kg}$
$M$	Masse molaire	$\text{kg.mol}^{-1}$
$\mathcal{M}$	Nombre de Mach	-
$n$	Nombre de moles	$\text{mol}$
$N$	Nombre	-
$Nu$	Nombre de Nusselt	-
$P$	Pression statique	$\text{Pa}$
$\bar{P}$	Pression partielle moyenne	$\text{Pa}$
$\mathcal{P}$	Puissance	$\text{W}$
$Pr$	Nombre de Prandtl	-
$Q$	Débit massique	$\text{kg.s}^{-1}$
$r$	Constante massique des gaz parfaits	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$R$	Constante des gaz parfaits	$\text{J.K}^{-1}$
$Re$	Nombre de Reynolds	-
$s$	Variable de Laplace	-
$S$	Section	$\text{m}^2$
$t$	Temps	$\text{s}$
$T$	Température	$\text{K}$
$u$	Énergie interne massique	$\text{J.kg}^{-1}$
$U$	Tension	$\text{V}$
$v$	Vitesse	$\text{m.s}^{-1}$
$V$	Volume	$\text{m}^3$
$\mathcal{W}$	Travail	$\text{J}$

## NOMENCLATURE

### Lettres grecques

$\gamma$	Coefficient isentropique	-
$\delta$	Épaisseur	m
$\epsilon$	Rugosité	-
$\eta$	Rendement	-
$\kappa_P$	Coefficient de pertes de charge	-
$\kappa_T$	Coefficient de pertes thermiques	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$\lambda$	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa.s
$\nu$	Viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$\Pi$	Rapport de pressions (compression ou détente)	-
$\rho$	Masse volumique	$\text{kg.m}^{-3}$
$\sigma$	Pourcentage d'ouverture	-
$\tau$	Couple	N.m
$\phi_T$	Flux de chaleur	W
$\chi_{T,S}$	Coefficients de compressibilité (isotherme, isentropique)	$\text{Pa}^{-1}$
$\omega$	Régime (vitesse de rotation)	$\text{tr.min}^{-1}$



Première partie

Contexte de l'étude



# Introduction générale

Sous quelque angle que l'on se place - trend estimé du réchauffement progressif de la planète sous l'action des gaz à effet de serre, niveaux actuels des réserves connues d'énergies fossiles et échéances prévisionnelles d'épuisement, perspectives d'évolution de la demande énergétique mondiale - la nécessité objective s'impose d'une remise en cause radicale des conditions et modalités d'exploitation des ressources naturelles utiles à la production de biens et de services : "L'utilisation massive des énergies fossiles expose la planète à deux problèmes majeurs - accroissement de l'effet de serre à relativement court terme et épuisement des réserves à plus long terme - qui ne sont pas dissociables. (...) Nous vivons une période d'énergie abondante dont le prix reste inférieur à ce qu'il devrait être si nous avions une attitude responsable vis-à-vis des ressources naturelles et des générations futures. Dès la seconde moitié du XXI<sup>e</sup> siècle, gaz et pétrole se feront plus rares et plus chers. Il faudra à terme les réserver à des utilisations plus nobles que la combustion, comme la chimie" (cf. [1]).

En fait, c'est la vision même du développement économique qui doit être repensée, sans délais, sans tabous, sans démagogie, mais avec lucidité et détermination, en cherchant à optimiser toutes les facettes de la capacité d'analyse, d'adaptation et de créativité de l'esprit humain : "Les preuves scientifiques sont maintenant accablantes : le changement climatique constitue une menace planétaire grave qui exige une réponse mondiale de toute urgence (...). Le changement climatique constitue l'échec le plus grave du marché que le monde ait jamais connu (...). Trois types d'actions sont nécessaires pour obtenir une réponse planétaire efficace. Le premier est la fixation du prix du carbone (...). Le second est l'action gouvernementale pour encourager l'innovation et le déploiement de technologies non carbonées. Et le troisième vise à supprimer les obstacles à l'efficacité énergétique et à informer, éduquer et persuader les individus sur ce qu'ils peuvent faire pour réagir face au changement climatique" (citations de l'économiste britannique Nicholas Stern, tirées de son rapport sur les conséquences du réchauffement climatique, cf. [2]).

## Transports, énergie et contexte économique et environnemental

En matière de transport et ce, quel que soit le mode terrestre, maritime ou aérien considéré, les techniques de propulsion thermique sont aujourd'hui parfaitement maîtrisées ; bien mieux, elles ne cessent de progresser. Mais dans le même temps, par les nuisances (bruit, pollutions<sup>1</sup>...) qu'elle induit, cette technologie conventionnelle est de plus en plus contestée. Elle le sera sans doute encore dans le proche avenir, à mesure que les besoins de transports à satisfaire dans les

---

<sup>1</sup>Une automobile, par exemple, rejette chaque année dans l'atmosphère trois fois son propre poids de dioxyde de carbone ; la pollution automobile représente en France 70% des émissions de monoxyde de carbone et 65% de celles de dioxydes d'azote.

économies émergentes à l'est et au sud de l'occident entraîneront une croissance corrélative des consommations énergétiques, notamment de produits pétroliers, et des émissions polluantes, ces dernières atteignant déjà dans certaines mégapoles des niveaux jugés critiques. Le secteur des transports est ainsi devenu la cible privilégiée des politiques de lutte contre l'effet de serre et, plus généralement, de protection environnementale. Les recherches en direction de moyens de transport plus économes en énergie, notamment fossile, et moins agressifs pour l'environnement s'en trouvent naturellement légitimées et tendent à occuper une place de plus en plus centrale dans les stratégies technologiques des constructeurs, notamment, mais pas seulement, automobiles.

Comme le souligne l'ADEME<sup>2</sup> : "Le secteur des transports doit faire face à plusieurs défis : réduire la pollution locale dans les zones urbaines ; faire décroître les émissions de gaz à effet de serre qui contribuent au réchauffement de la planète ; diminuer les consommations de carburant et diversifier les approvisionnements énergétiques ; atténuer les émissions sonores. Pour cela, il convient d'explorer de nouvelles solutions technologiques et de mettre en oeuvre des alternatives au véhicule thermique conventionnel".

## La double pression environnementaliste

La pression environnementaliste se manifeste à la fois par la montée en puissance de la conscience écologique au sein des populations et par le renforcement des réglementations publiques incitatives, restrictives et/ou coercitives qui lui fait écho.

L'opinion publique est aujourd'hui incontestablement devenue attentive aux préoccupations environnementales : ce que d'aucuns ont appelé la "conscience écologique" apparaît désormais comme un fait acquis à vocation universelle. Les occasions spectaculaires de sensibilisation n'ont pas manqué au cours des vingt dernières années mais, si le syndrome de Tchernobyl ne quittera sans doute pas de sitôt les consciences européennes, ce sont finalement les atteintes à l'environnement ressenties ou vécues au quotidien et relayées par les grands médias (pics de pollution répétés dans les grands centres urbains, restrictions de l'approvisionnement en eau, pollution des rivières et des nappes phréatiques, canicules, cyclones et autres phénomènes climatiques atypiques, etc.) qui contribuent le mieux à éveiller la sensibilité des consommateurs et, par là même, à convaincre les acteurs politiques et socioprofessionnels de l'inéluctabilité d'une réorientation stratégique de l'industrie en général, et de l'industrie des transports en particulier, au profit de la recherche et de l'innovation environnementales.

Les pouvoirs publics nationaux comme les institutions ou organismes supranationaux se sont quant à eux peu à peu approprié - plus tardivement - les préoccupations environnementales manifestées à la fin des années soixante par quelques intellectuels ou mouvements écologistes, contestataires du modèle productiviste dominant, jugé beaucoup plus soucieux de croissance et de profit que de développement et d'équité, et relayées ensuite dans l'opinion publique via le monde associatif. Si ce mouvement reste encore essentiellement confiné aux pays ou aux régions les plus développés (Union Européenne, Japon, Californie), tout porte à croire que les efforts en vue d'un renforcement, à l'exemple de la Chine, et d'une harmonisation progressive des normes au niveau mondial (on évoque de plus en plus dans les milieux politiques autorisés la création d'une Organisation Mondiale de l'Environnement, la France semblant d'ailleurs vouloir jouer dès 2007 un rôle catalyseur dans cette perspective) finiront par s'imposer, au delà des obstacles inhérents

---

<sup>2</sup> Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie.

aux différences de niveaux de développement et aux différences de capacité d'absorption des pays qui en résultent.

C'est sans aucun doute dans le domaine de l'automobile, objet culte du XX<sup>e</sup> siècle, que la législation et la réglementation environnementales se sont vues le plus renforcées, dans le sens aussi bien incitatif que restrictif. Les normes imposées dès 1994 aux États-Unis par les *Federal Clean Air Amendments* (réduction de 40% et 60% respectivement des émissions d'hydrocarbures imbrûlés et d'oxydes d'azote) ont connu des renforcements notables dans certains états comme la Californie. L'Union Européenne de son côté s'est appuyée sur les conclusions du programme "Auto-Oil" d'abord, de l'*European Program on Emissions, Fuel and Engine Technologies* (EPEFE) ensuite, pour imposer des réductions drastiques successives des normes de rejets des polluants gazeux. Et il semblerait que l'UE veuille encore renforcer la pression sur les pays dont les efforts pour respecter les objectifs du protocole de Kyoto sont jugés insuffisants, en décidant par exemple que 6% au moins des transports devraient fonctionner à l'énergie renouvelable en 2010.

## La double contrainte énergétique

La contrainte énergétique prend sa source dans la raréfaction prévisible des énergies épuisables et dans les limites actuelles au développement et à l'exploitation des énergies renouvelables.

En s'imposant comme moyens de transport privilégiés des personnes et des biens au cours du XX<sup>e</sup> siècle, l'automobile et l'avion ont certes profondément révolutionné les modes de vie et les conditions du développement économique ; mais leur dépendance quasi-exclusive vis-à-vis des carburants pétroliers a dans le même temps opéré une ponction considérable et irréversible sur les réserves mondiales en énergie fossile économiquement accessibles. Même si les avis d'experts divergent sur la date de franchissement du "pic de Hubbert" ("*peak oil*"), point de retournement de la production mondiale d'hydrocarbures annonciateur du déclin de cette énergie fossile, la perspective de pénurie en produits pétroliers apparaît désormais à peu près inéluctable, à défaut d'être imminente.

Le secteur des transports apparaît dès lors en première ligne des industries visées par la pénurie annoncée : les consommations énergétiques du secteur des transports (cf. [3]) représentaient en l'an 2000 1,9 Gtep<sup>3</sup> soit environ 20% des consommations énergétiques mondiales ; plus de 95% des consommations d'énergie du secteur des transports sont assurées par le pétrole ; à eux seuls, les transports terrestres représentent plus de 75% des consommations mondiales d'énergie liées au secteur des transports ; à la fin du siècle, les besoins du secteur des transports devraient en gros doubler, passant à 4 Gtep. Mais ce sont surtout les véhicules routiers, et en particulier l'automobile qui devraient supporter l'essentiel de l'impact de la mutation énergétique qui s'imposera tôt ou tard, et ce d'autant plus sûrement qu'aucune alternative crédible aux hydrocarbures ne semble à l'heure actuelle envisageable pour le transport maritime et plus encore pour l'aérien.

Si l'on met de côté le charbon (dont les réserves restent très importantes mais dont l'utilisation est tout aussi "environnementalement incorrecte" que le pétrole ou le gaz) et le nucléaire (solution idéale dans l'absolu mais dont la généralisation demeure pour l'instant techniquement et, surtout, psychologiquement difficile à envisager, tout au moins dans les usages individuels ou domestiques), seules les énergies renouvelables (hydraulique, solaire, éolien, biomasse, etc.) pa-

---

<sup>3</sup>Giga tonnes équivalent pétrole.



raissent pouvoir offrir quelques perspectives de réponse aux exigences du présent et du futur : leur caractère *a priori* inépuisable satisfait au problème de la rareté ; leur faible nocivité environnementale satisfait au problème des externalités négatives. Encore faudra-t-il corriger, ou à défaut accepter, leurs inconvénients structurels (dilution, intermittence, nuisances spatiales, sonores et visuelles) et surmonter à moyen terme leur non-compétitivité relative actuelle (rendements, coût de production et de récupération). Si ces nouvelles filières énergétiques bénéficient depuis une dizaine d'années d'un contexte volontariste, à l'initiative par exemple des autorités européennes (Livre Blanc en septembre 2001, cf. [4]), leurs dynamiques respectives de développement restent très différenciées selon les pays, et les objectifs fixés pour le seul horizon 2010 déjà difficiles à atteindre.

## Quelles énergies pour l'automobile de demain ?

### Tendances actuelles chez les constructeurs

Contraintes énergétiques et pressions environnementalistes poussent donc les industriels de l'automobile à réfléchir aux différentes options technologiques envisageables face à un contexte socio-politique non encore parfaitement stabilisé. Toutes les enquêtes auprès des consommateurs mettent en avant quatre tendances fortes de la demande future d'automobiles : la voiture "pas chère", le haut de gamme, le véhicule multi-usage et la voiture "économe et propre", cette dernière étant perçue comme l'axe prioritaire pour les vingt ans à venir. Les nombreuses associations<sup>4</sup> qui ont vu le jour en Europe et aux États-Unis en faveur de la promotion du véhicule propre (électrique ou hybride) voient ainsi leur action confortée.

En parallèle à la poursuite de l'amélioration, par innovations incrémentales, du moteur thermique à carburants traditionnels ou de synthèse, difficilement remplaçable à court et moyen termes, deux voies innovantes alternatives semblent plus particulièrement avoir retenu l'attention des constructeurs. L'une, qui apparaît plutôt comme une solution d'attente, consiste à associer un moteur thermique conventionnel à un moteur électrique couplé à une batterie dans un même véhicule qualifié de ce fait "d'hybride". Dans ce cas, l'innovation réside moins dans la nature des processus de propulsion mobilisés, que dans leur accouplement. L'autre, qui marque une rupture plus radicale et prépare un véritable changement de paradigme technologique, consiste à s'affranchir totalement de l'énergie de combustion en lui substituant de l'énergie électrique (préablement stockée dans des batteries ou produite à bord du véhicule par une pile à combustible). Cette dernière pourrait bénéficier au surplus des nouvelles ambitions affichées par la France et, plus récemment encore par l'Europe (dans le cadre de son 6<sup>e</sup> PCRDT<sup>5</sup>), pour les nouvelles technologies de l'énergie (NTE) et, en particulier, pour l'hydrogène et les piles à combustible : deux des cinquante-deux "projets-phare" du programme "*Quickstart*" décidé dans le cadre de l'Initiative Européenne de Croissance de novembre 2003 et inscrit dans l'Espace Européen de la Recherche traitent de ces sujets.

---

<sup>4</sup> *World Electric Vehicle Association* (WEVA), Association Européenne des Véhicules Électriques Routiers (AVERE), Association des villes intéressées par l'utilisation du véhicule électrique (CITELEC), Club Pro VE...

<sup>5</sup> Programme-Cadre de Recherche et Développement Technologique.

## Durcissement des normes anti-pollution

La réduction de la pollution de l'air par les transports étant un objectif affiché au niveau européen depuis plus de 15 ans, plusieurs générations de directives se sont succédées en coordination avec les États, les constructeurs automobiles et les pétroliers afin d'aiguillonner les progrès technologiques possibles. L'UE a adopté des normes anti-pollution de plus en plus sévères visant à réduire les émissions par kilomètre parcouru pour les différents polluants réglementés :

- le monoxyde de carbone ( $CO$ ),
- les hydrocarbures imbrûlés ( $HC$ ),
- les oxydes d'azote ( $NO_x$ ),
- les particules en suspension (PM, pour les motorisations Diesel principalement).

Les valeurs d'émissions (cf. figure 1) se mesurent dans des conditions de fonctionnement données (points stabilisés, transitoires, cycles), au niveau du véhicule ou du moteur seulement, et les valeurs limites autorisées diffèrent selon la catégorie du véhicule (véhicule léger, poids lourd, deux-roues...) et le type de carburant. En revanche, elles ne concernent pas les émissions dues aux auxiliaires, pourtant de plus en plus courants sur les véhicules (climatisation par exemple).

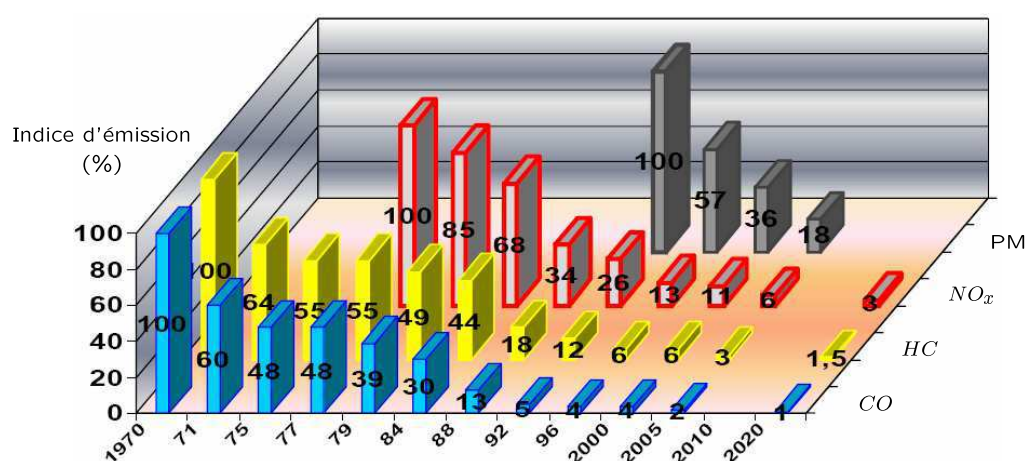


FIG. 1 – Évolution des normes d'émissions (source : ADEME)

Les points principaux (dates d'application, valeurs limites) des futures normes d'émission applicables en Europe pour les voitures particulières (VP/VU<sup>6</sup>) ont été approuvées en décembre 2006 par le Parlement Européen (cf. figure 2). Les futures normes "Euro V" (applicable en septembre 2009) et "Euro VI" (2014) auront pour principal objectif de réduire de 60 à 90% (par rapport à la norme "Euro IV" actuelle) les effets nocifs pour la santé de l'automobile, et impacteront de manière très différente les moteurs essence et Diesel.

La norme "Euro V" doit imposer une réduction de 80% de la masse maximale de particules émises par les moteurs Diesel, faisant passer la limite de 25 à 5 mg/km. Cette nouvelle norme conduira à la généralisation rapide des filtres à particules (FAP) dits "fermés", c'est-à-dire permettant de réduire les émissions de toutes les tailles de particules. Par ailleurs, les rejets d'oxydes d'azote devront être drastiquement réduits (20%) en portant la limite à 180 mg/km au lieu de 250. Cette évolution devrait pouvoir être atteinte par des évolutions internes des moteurs.

<sup>6</sup>Véhicule Particulier/Véhicule Utilitaire.

La norme "Euro V" doit également conduire à la réduction des émissions des véhicules essence : réduction de 25% des émissions d'oxydes d'azote portant la limite à 60 mg/km au lieu de 80, maintien de la limite pour les hydrocarbures imbrûlés totaux (100 mg/km), mais introduction d'une nouvelle mesure sur les *HC* hors méthane (NMHC<sup>7</sup>, 68 mg/km). La norme propose également d'introduire une limite pour les particules émises par les véhicules essence à injection directe (GDI<sup>8</sup>) opérant avec un mélange pauvre, mais ne touchant pas les véhicules à combustion stœchiométrique.

Normes Euro		Euro 2 (1996)	Euro 3 (2000)	Euro 4 (2005)	Euro 5 (9/2009)	Euro 6 (9/2014)
Unités		mg/km	mg/km	mg/km	mg/km	mg/km
CO	Essence	2 200	2 300	1000	1 000	1 000
	Diesel	1 000	640	500	500	500
NOx	Essence	—	150	80	60	60
	Diesel	—	500	250	180	80
HC	Essence	—	200	100	100	100
					NMHC < 68*	NMHC < 68*
	Diesel	—	—	—	—	—
	Essence	500	—	—	—	—
	Diesel	700/900 (DI)	560	300	230	170
PM	Essence GDI	—	—	—	5	5
	Diesel	80/100 (DI)	50	25	5	5

FIG. 2 – Normes d'émissions applicables en Europe pour les VP (source : Renault)

Les constructeurs devront également garantir le bon fonctionnement des dispositifs anti-pollution sur une durée deux fois plus longue, soit 160 000 kilomètres au lieu de 80 000. Enfin, pour prendre pleinement en compte l'évolution du marché automobile européen et l'attraction croissante des SUV<sup>9</sup> et 4x4<sup>10</sup>, il s'agit de supprimer l'exception touchant les véhicules particuliers de plus de 2,5 tonnes qui pouvaient jusqu'à présent ne pas respecter les normes antipollution des véhicules légers mais celles des véhicules utilitaires. Cela ne devrait plus être le cas à partir de 2008, la limite étant placée à 2,84 tonnes.

Par ailleurs, au regard des normes retenues à l'étranger, notamment aux États-Unis et au Japon - beaucoup plus strictes en matière d'émissions d'oxydes d'azote pour les véhicules Diesel - la réglementation des émissions de  $NO_x$  devrait continuer à évoluer avec la norme "Euro VI" (80 mg/km au lieu de 180, cf. figure 2), ce qui nécessitera la mise en oeuvre de technologies nouvelles (piège à  $NO_x$ , système à base d'urée). Ainsi apparaîtraient clairement les deux volets de la dépollution des moteurs Diesel et leur quasi-alignement sur les normes applicables aux véhicules essence. En effet, du côté des moteurs essence, aucune évolution n'est prévue pour les normes d'émission, mais dans le cas des particules, une réflexion est en cours pour ne plus se limiter à la mesure des émissions en mg/km, mais pour considérer également leur nombre voire leur taille (notamment pour les moteurs essence à injection directe).

<sup>7</sup>NMHC : hydrocarbures non méthaniques.

<sup>8</sup>Gasoline Direct Injection.

<sup>9</sup>Sport Utility Vehicle, véhicules de loisirs à caractère à la fois utilitaire et sportif.

<sup>10</sup>Véhicules à 4 roues motrices.

## Nouvelles normes pour la réduction de la consommation

Les normes "Euro" ne prennent pas en considération le dioxyde de carbone ( $CO_2$ ), considéré comme un gaz non polluant. Pourtant, les transports routiers contribuent pour 30% aux émissions de gaz à effet de serre, et cette quantité de  $CO_2$  rejetée dans l'atmosphère continue de croître encore aujourd'hui (même si le rythme s'est ralenti depuis une décennie). Comme la production de  $CO_2$  est directement liée à la consommation du véhicule (et accessoirement au rapport  $H/C^{11}$  du carburant), il "suffit" de consommer moins de carburant pour produire moins de  $CO_2$ . Jusqu'à présent, l'objectif - peu contraignant et sans mesures coercitives pour les constructeurs qui le dépassait - était de 200 g/km en 1996 et de 180 g/km en 2000.

Pour remédier à cette situation, l'Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (ACEA) a fourni dès 1998 à la Commission Européenne un engagement volontaire sur la baisse de consommation globale des véhicules, qui sera à la base des futures normes : il prévoit un niveau d'émissions moyen de 140 g/km de  $CO_2$  par véhicule (calculé sur le total des ventes de voitures neuves en Europe par marque) en 2008 (2009 pour les marques asiatiques), soit une consommation en cycle mixte de 5,8 L/100 km pour les véhicules essence et de 5,25 L pour les Diesel. Le niveau d'émission est d'ores et déjà fixé à 120 g/km pour 2012 (cf. figure 3).

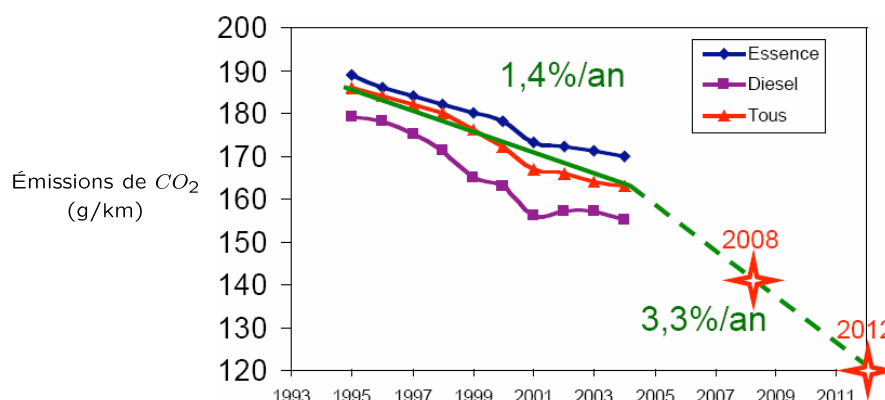


FIG. 3 – Émissions moyennes de  $CO_2$  dans l'Union Européenne (source : IFP)

Aux États-Unis, la situation est différente : depuis la loi de 1975 sur la politique énergétique et les économies d'énergie (*Energy Policy and Conservation Act*, EPCA), des normes tendent à améliorer l'efficacité énergétique des voitures particulières et des véhicules utilitaires légers, et donc à favoriser les économies de carburant. Il s'agit des normes de consommation moyenne CAFE<sup>12</sup> (*Corporate Average Fuel Economy*) appliquées à l'ensemble des automobiles commercialisées par chaque constructeur. Ces normes ont été mises en application en 1978 avec un niveau d'économie de 18 mpg<sup>13</sup> pour atteindre 27,5 mpg (soit 8,6 L/100 km pour la consommation ou 200 g/km pour les rejets en  $CO_2$ ) en 1985, date depuis laquelle ces normes n'ont pas évolué pour les véhicules particuliers (cf. figure 4). Mais dans la guerre interne que se livrent les différents *lobbys* et politiciens aux États-Unis sur le sujet de la régulation des émissions de  $CO_2$ , la décision semble vouloir basculer dans le sens d'une régulation plus stricte. En effet, le Sénat a voté en juin 2007 en faveur d'une nouvelle proposition de loi qui comporte deux volets : le premier

<sup>11</sup> Nombre d'atomes d'hydrogène comparativement à celui des atomes de carbone.

<sup>12</sup> L'indice CAFE est la moyenne harmonique des consommations des véhicules pondérée par les ventes.

<sup>13</sup> Mile per gallon.

volet concerne le renforcement du niveau exigé à 35 mpg, soit environ 6,7 L/100 km, et ce d'ici à 2020 ; le second conduit à la suppression du privilège accordé aux "*trucks*" de pouvoir consommer plus. Pour pouvoir passer, cette proposition a quand même abandonné l'un de ses volets les plus controversés qui voulait imposer un renforcement du standard de 4% par an de 2020 à 2030, ce qui aurait amené les constructeurs à un niveau de CAFE de 52 mpg (soit 4,5 l/100 km) en 2030.

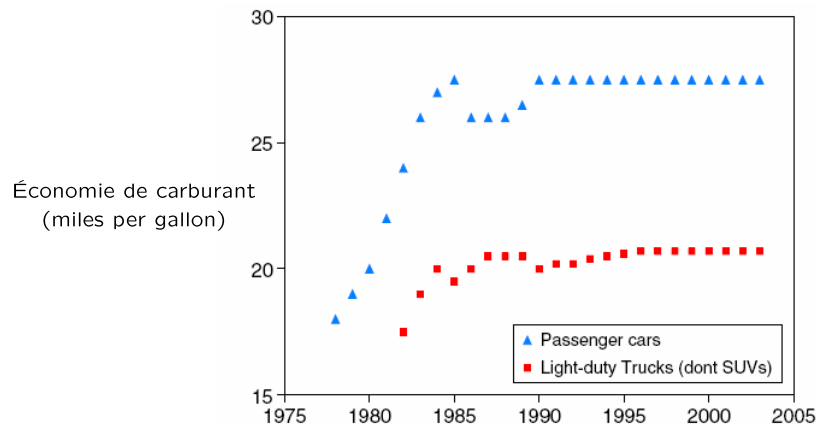


FIG. 4 – Évolution des normes CAFE aux États-Unis (source : IFP)

## Une grande variété de solutions technologiques

Il n'existe pas une solution unique contre la pollution automobile, mais une grande variété d'approches technologiques (cf. tableau 1 et [5]). Face à la problématique des réserves de pétrole par nature finies, et avant l'avènement de solutions alternatives applicables en série, la transition pourrait s'opérer via le gaz naturel, les carburants synthétiques et la combinaison de plusieurs sources d'énergie (électrique et thermique).

## L'amélioration continue du moteur à combustion et des carburants

Outre des seuils toujours plus sévères pour les rejets polluants exposés au paragraphe précédent, la législation va également se traduire par l'arrivée de carburants plus propres. La teneur en soufre va passer à 50 ppm<sup>14</sup>, ce qui favorisera une meilleure combustion des moteurs à injection directe (essence comme Diesel) et surtout une plus grande efficacité des systèmes post-traitement (filtres à particules, pièges à  $NO_x$ ), nécessaires pour la dépollution. La prochaine étape est déjà programmée avec un abaissement du taux de soufre à 10 ppm en Europe d'ici 2009. Cependant, les systèmes de traitement des oxydes d'azote et des particules entraînent une surconsommation (+5 à 8% si l'on cumule le FAP et le catalyseur "DeNOx"). Il faut donc travailler à la fois sur les moteurs et les carburants si l'on veut obtenir un résultat global satisfaisant.

Avec une part de marché de 47% en Europe, le Diesel ne cesse de progresser d'année en année. Il doit cet engouement à la technologie d'injection directe *common rail*<sup>15</sup> ainsi qu'à la présence d'un turbocompresseur. La combinaison de ces deux équipements se traduit par plus de couple, plus de performances et moins de consommation. Dans la perspective des futures normes Euro V

<sup>14</sup>Parties par million.

<sup>15</sup>Rampe commune, en anglais.

et VI, le moteur Diesel sera sans doute amené à être encore moins polluant (grâce notamment au filtre à particules) et à se rapprocher des valeurs d'émissions fixées pour le moteur à essence.

Grâce à la solution du *downsizing*<sup>16</sup>, les constructeurs vont pouvoir à la fois contenter leurs clients et limiter les rejets de  $CO_2$ . Un moteur essence peut ainsi voir sa cylindrée abaissée de 3 L à 1,8 L sans pour autant diminuer les performances. Hormis quelques différences à très bas régime, le moteur conserve la même puissance, mais avec une réduction de la consommation de l'ordre de 20%. Cette voie très prometteuse devrait inciter les constructeurs à considérer avec un regard neuf le moteur essence dont les progrès ont été moins rapides que ceux du moteur Diesel.

### **Le vif intérêt pour les biocarburants**

Les carburants liquides seront encore largement prépondérants dans le futur. Des alternatives aux produits pétroliers se développent. Malgré une appréhension liée à des explosions de réservoirs non encore équipés de soupapes de sécurité, le GPL<sup>17</sup> reste une solution alternative à l'essence. Quant aux biocarburants, ils rencontrent un vif intérêt. D'ores et déjà, on peut trouver à la pompe des biocarburants (Bio-éthanol, Biodiesel), issus des cultures céréalières ou betteravières et présentant un bon bilan  $CO_2$  du puits à la roue. De plus, ces carburants "verts" pourront aussi être fabriqués à partir de la biomasse (bois, déchets) et voir leur part de marché progresser à l'avenir. Autre piste : la formulation de carburants synthétiques issus du gaz naturel ou du charbon, selon le procédé Fischer-Tropsch<sup>18</sup>.

### **Un réel potentiel pour l'hybride**

Le véhicule électrique reste toujours confidentiel, faute d'une autonomie suffisante. Dans ces conditions, le véhicule hybride apparaît comme doté d'un réel potentiel permettant, à moyen terme, d'atteindre des résultats intéressants en matière de réduction de consommation. Des constructeurs ont déjà mis sur le marché des modèles de série (Toyota *Prius*, Honda *Civic IMA*) propulsés à la fois à l'essence et à l'électricité, et dont les batteries n'ont pas besoin d'être rechargées sur le secteur. Il va falloir attendre 2008 pour voir apparaître les premiers volumes conséquents d'hybrides légers (avec un moteur électrique qui vient apporter une assistance au moteur classique), puis 2015 pour que se diffuse la technologie de l'hybride total (puissances électrique et thermique comparables). L'hybridation ne sera d'ailleurs pas limitée à l'essence, puisque l'on pourra marier l'électricité avec le Diesel, les biocarburants ou encore le gaz naturel.

### **De grands espoirs avec l'hydrogène**

Annoncée comme la solution pour les transports, l'hydrogène reste pour sa part une solution à plus long terme. C'est une piste intéressante, mais qui soulève encore de nombreuses questions. Car, si l'hydrogène ne rejette que de la vapeur d'eau, il demande beaucoup d'énergie pour être produit et peut paradoxalement contribuer à une augmentation des émissions de  $CO_2$  s'il est produit à partir d'énergie primaire fossile. D'autre part, des développements importants sont nécessaires pour transporter et stocker ce carburant à bord des véhicules. Les conditions de

---

<sup>16</sup>Réduction de la cylindrée des moteurs tout en conservant les performances.

<sup>17</sup>Gaz de Pétrole Liquéfié.

<sup>18</sup>Réaction chimique de catalyse de monoxyde de carbone et d'hydrogène en vue de les convertir en hydrocarbure.

sécurité devront être garanties en toute circonstance. Mais surtout, la viabilité financière est loin d'être assurée avec le prix d'une pile à combustible cent fois supérieur à celui d'un moteur conventionnel. Même en grande série, le surcoût pourrait atteindre 10 000 euros par véhicule.

<i>Technologies</i>	<b>Avantages</b>	<b>Inconvénients</b>	<b>Évolutions attendues</b>
Essence	Basses émissions possibles Coût modéré	Émissions de $CO_2$	Comblent le retard par rapport au Diesel
Diesel	Technologie éprouvée Très bon rendement	Émissions de $NO_x$ et de particules	Mêmes émissions que l'essence
Électrique	Pas d'émission Faible bruit	Autonomie réduite	Progrès dans le domaine des batteries
Hybride	Émissions réduites Bon rendement	Coût	Déclinaisons essence et Diesel Production grande série
Pile à combustible	Rendement théorique élevé Pas d'émission, faible bruit	Disponibilité de l'hydrogène Stockage de l'hydrogène	Validation sur usage réel Solution à long terme

TAB. 1 – Comparaison des différentes technologies de motorisation

## Introduction aux travaux de thèse

### Motivations de l'étude

Comme évoqué précédemment, l'histoire de la "voiture propre" reste encore à écrire. Certes, les niveaux de rejets polluants ont été divisés, grâce aux efforts de la recherche, par plus de 10 en 30 ans, alors que le trafic a fortement augmenté dans le même temps. Mais le contexte économique et politique devrait de plus en plus favoriser des évolutions sensibles dans l'automobile. Tout est une question de calendrier d'introduction des innovations, de législation et de coût.

Dans cette perspective, les véhicules électriques équipés d'une pile à combustible apparaissent comme une solution prometteuse pour atteindre des objectifs de plus en plus contraignants en terme de rendement et de réduction des émissions polluantes. Bien que la disponibilité du pétrole en ait limité jusqu'ici la pénétration, on peut noter les progrès de cette technologie grâce aux recherches récentes qui ont permis d'améliorer les matériaux des électrodes et de la membrane, de réduire l'usage de matériaux nobles dans les catalyseurs, et d'optimiser les performances des sous-systèmes qui constituent le système à pile à combustible. En particulier, les piles à membrane échangeuse de protons (PEMFC<sup>19</sup>) bénéficient aujourd'hui d'une densité de puissance élevée, d'une durée de vie rallongée, d'une faible sensibilité à la corrosion et d'une température de fonctionnement relativement basse (50-100°C), ce qui facilite les démarrages rapides.

Si l'hydrogène apparaît comme un vecteur énergétique prometteur pour une application automobile de la pile à combustible, un certain nombre de problèmes doivent être résolus (coût de production, réseau de distribution, moyens de stockage, sécurité des procédés, réglementations). Afin de gérer cette période transitoire qui pourrait durer encore une décennie, le reformage<sup>20</sup> embarqué semble une étape intéressante (infrastructure existante, propriété multicarburants, pas

<sup>19</sup> Proton Exchange Membrane Fuel Cells.

<sup>20</sup> Procédé chimique permettant de transformer un combustible liquide en un mélange gazeux riche en hydrogène et monoxyde de carbone.

de rejet de particules). Cependant, il faut que les performances de ces générateurs d'hydrogène soient compatibles avec les contraintes liées à l'intégration dans un véhicule.

En effet, afin de maximiser les avantages intrinsèques de la pile à combustible, il est nécessaire de contrôler finement les paramètres internes du "cœur de pile" ou *stack* (pressions partielles et stœchiométries des réactifs, humidification de la membrane), qui assurent un point de fonctionnement optimal et des contraintes réduites sur les composants. Avec le même objectif d'économie d'énergie et de dépollution (rendement global de 30% souhaité pour le système en pleine charge), un effort croissant est porté sur les régimes transitoires, les stratégies de commande et l'intégration, problématiques qui se complexifient sensiblement avec l'implantation d'un reformeur au sein du système à pile à combustible.

Dans ce contexte, le système d'alimentation en air dans un véhicule à pile à combustible avec reformage embarqué est un circuit pneumatique complexe - comprenant trois branches et six actionneurs - qui joue un rôle stratégique puisqu'il induit les performances statiques et dynamiques, et donc le rendement global du système. Dans le cadre des travaux de recherche de Renault sur le développement d'un véhicule à pile à combustible, le système d'air a été rapidement identifié comme un système critique nécessitant des travaux spécifiques pour sa définition technique, sa modélisation et son contrôle.

## Objectifs des travaux

Les non-linéarités et les couplages inhérents aux phénomènes acoustiques dans les fluides compressibles, ajoutés à la complexité et au rôle stratégique du système d'air, requièrent une modélisation fine et des lois de commande éprouvées. Partant de ce constat, les objectifs des travaux réalisés dans le cadre de cette thèse s'articulent autour de trois grands axes :

- premièrement, la modélisation thermo-pneumatique des différents éléments du système d'air et l'identification des paramètres pour aboutir à un modèle de connaissance structuré et validé expérimentalement pour le système d'air global ;
- deuxièmement, la réduction, le conditionnement et l'analyse de ce modèle pour l'utiliser comme support de la synthèse des lois de commande ;
- enfin, la participation à la définition du cahier des charges et la synthèse de lois de commande simples (monovariabiles, linéaires) en prévision d'une implémentation sur véhicule, à complexifier si besoin (multivariabiles, non-linéaires) pour aboutir à des stratégies performantes et robustes (testées en simulation et validées sur banc d'essai).

Cette démarche doit s'appuyer sur le montage et l'instrumentation à Supélec d'un moyen d'essai le plus représentatif possible du système d'air réel. Ce banc doit permettre de tester architectures, capteurs et actionneurs d'une part, de valider modèles et lois de commande d'autre part.

Du point de vue industriel, les résultats obtenus doivent alimenter les travaux de recherche de Renault dans le cadre du projet RESPIRE<sup>21</sup>, projet français labellisé par le réseau PACo et financé par l'ADEME, qui a pour finalité le développement et le test sur banc d'essai d'un module de puissance à pile à combustible et à reformeur, complet et autonome, représentatif du système qui sera intégré au véhicule à terme.

---

<sup>21</sup>Réduction des Émissions avec Système Pile à combustible et Reformeur Essence.



Outre la participation à la définition technique du système, les livrables de la thèse sont donc :

- des actionneurs et capteurs répondant au cahier des charges et aux contraintes d'intégration du véhicule à pile à combustible ;
- des procédures de test pour la caractérisation de composants et l'identification de modèles pneumatiques ;
- des lois de commande garantissant les performances et la robustesse exigées par le cahier des charges contraint du véhicule à pile à combustible.

## Plan du document

### Première partie

Après ce premier chapitre introductif - utile à la description du contexte industriel de ces travaux de thèse - nous nous concentrerons dans le chapitre 1 sur les problématiques liées à l'industrie de l'hydrogène d'une part, à la technologie "pile à combustible" dans l'industrie automobile d'autre part. Ceci nous amènera à présenter la solution étudiée par Renault dès le début des années 2000, solution qui embarque un reformeur de carburant à bord du véhicule et qui justifie des travaux spécifiques liés au rôle stratégique du système d'alimentation en air.

### Deuxième partie

La deuxième partie de ce mémoire sera consacrée aux travaux de modélisation. Dans le chapitre 2, une démarche complète de modélisation dite "physique" appliquée à la pneumatique sera mise en œuvre afin d'aboutir à un modèle dynamique complet, représentatif du système d'air réel et validé sur banc d'essai. Dans le chapitre 3, nous exposerons la procédure suivie pour obtenir un modèle réduit et bien conditionné du système d'air, support de l'analyse et de la commande. Pour cela, le travail d'identification des actionneurs, des capteurs et des pertes de charge des réacteurs sera détaillé.

### Troisième partie

En troisième partie seront abordés les thèmes de la commande et du découplage des grandeurs physiques à contrôler dans un système d'air complexe. Dans le chapitre 4, nous comparerons les approches monovariable et multivariable pour mettre en évidence le besoin d'une structure de commande adéquate pour répondre au cahier des charges contraint de l'application "pile à combustible". La prise en compte des contraintes pratiques pour la commande du système d'air expérimental sera détaillée. Une première analyse de robustesse *a posteriori* conclura ce chapitre. Enfin, dans le chapitre 5, nous exposerons les différents résultats de commande obtenus sur le banc d'essai du système d'air expérimental.

### Quatrième partie

Dans une dernière partie, nous établirons un bilan des travaux réalisés dans le cadre de cette thèse et nous proposerons quelques perspectives. Suivront les annexes qui regrouperont des compléments théoriques pour faciliter la compréhension, la description du système d'air expérimental, ainsi que des compléments d'analyse sur les modèles et les lois de commandes.

## Productions scientifiques

### Publications

Les travaux de thèse exposés dans ce mémoire ont été le sujet de cinq publications (cf. Annexe F) : quatre conférences internationales avec actes et un article dans un journal scientifique international à comité de lecture.

- *"Numerical simulation based on dynamic flow models to improve analysis and control of air supply system for Fuel Cell Vehicle"*. N. Romani, V. Le Lay, E. Godoy, D. Beauvois.  
Article présenté à la conférence internationale *"Fluid Dynamics Applications In Ground Transportation"* (Lyon, France, octobre 2005), sponsorisée par la Société des Ingénieurs Automobiles (SIA).
- *"Control-Oriented Modeling and Analysis of Air Supply System for Fuel Reforming Fuel Cell Vehicle"*. N. Romani, V. Le Lay, E. Godoy, D. Beauvois.  
Article présenté à la conférence internationale *"First European Fuel Technology and Applications Conference"* ("EFC'05", Rome, Italie, décembre 2005), co-sponsorisée par l'*American Society of Mechanical Engineers* (ASME) et l'*Italy's Ente per le Nuove Tecnologie, l'Energia e l'Ambiente* (ENEA).
- *"Modélisation et commande du système d'alimentation en air d'un véhicule Pile à Combustible avec reformage embarqué"*. N. Romani, E. Godoy, D. Beauvois, V. Le Lay.  
Article présenté à la "Conférence Internationale Francophone d'Automatique" ("CIFA'06", Bordeaux, France, mai-juin 2006), sponsorisée par l'*Institute of Electrical and Electronics Engineers* (IEEE).
- *"Multivariable Control for Air Management System in Fuel Reforming Fuel Cell Vehicle"*. N. Romani, E. Godoy, D. Beauvois, V. Le Lay.  
Article présenté à la conférence internationale *"European Control Conference"* ("ECC'07", Kos, Grèce, juillet 2007), sponsorisée par l'*Institute of Electrical and Electronics Engineers* (IEEE).
- *"Control-Oriented Modeling and Analysis of Air Management System for Fuel Reforming Fuel Cell Vehicle"*. N. Romani, E. Godoy, D. Beauvois, V. Le Lay.  
Publication à paraître dans la revue scientifique *"Journal of Fuel Cell Science and Technology"* (février 2008), sponsorisée par l'*American Society of Mechanical Engineers* (ASME).

### Brevets

Les travaux de recherche réalisés au sein de la Direction de la Recherche, puis de la Direction de l'Électronique Avancée de Renault, ont fait l'objet de six brevets (déposés ou en cours de dépôt), portant sur l'architecture fonctionnelle et matérielle du système d'air étudié d'une part, sur les stratégies de commande mises en oeuvre d'autre part, mais aussi sur l'optimisation et la supervision d'un système "pile à combustible" intégrant un reformeur.

Pour des raisons de confidentialité et de propriété intellectuelle, le contenu de ces brevets ne sera pas détaillé dans ce mémoire.



# Chapitre 1

## Véhicule à pile à combustible et problématique du système d'air

### 1.1 Introduction à la technologie "pile à combustible"

#### 1.1.1 Historique et principe de fonctionnement

L'hydrogène, identifié pour la première fois par Henry Cavendish en 1766, est l'élément le plus abondant de notre planète. Cependant, il n'existe pratiquement pas dans la nature à l'état natif (sous sa forme moléculaire). On le trouve plutôt lié à d'autres atomes (carbone, oxygène), par exemple sous forme d'eau ou d'hydrocarbures. A condition de savoir le produire totalement pur, en quantité suffisante et à une échelle industrielle, l'hydrogène pourrait être ensuite converti en énergie de façon continue, "propre" et durable. De plus, une production d'hydrogène basée sur l'électrolyse de l'eau et alimentée par une source d'énergie renouvelable (hydraulique, éolienne, solaire, etc.) aurait sans doute peu d'impact sur l'environnement, et l'hydrogène pourrait ainsi s'imposer comme un vecteur énergétique d'avenir. Dans une telle économie de l'hydrogène, les piles à combustible pourraient alors assurer le rôle de convertisseur direct de l'énergie chimique de l'hydrogène en énergie électrique.

La pile à combustible repose sur un principe relativement ancien, puisque c'est en 1802 que Sir Henry David réalise pour la première fois l'électrolyse de l'eau, obtenant de l'hydrogène et de l'oxygène. En 1838, en coupant le courant d'alimentation lors d'un essai d'électrolyse, Christian Friedrich Schönbein constate l'existence d'un courant électrique inverse au premier. Puis, en 1839, Sir William Grove, construit la première cellule électrochimique fonctionnant avec de l'hydrogène comme carburant et des électrodes de platine poreux en milieu d'acide sulfurique, mettant ainsi en évidence la possibilité de produire du courant électrique par conversion directe de l'énergie chimique du combustible. La pile à combustible ayant la particularité d'utiliser deux gaz - l'hydrogène  $H_2$  et l'oxygène  $O_2$  - comme couple électrochimique, les réactions d'oxydo-réduction qui s'opèrent dans la pile sont particulièrement simples, et ne consomment pas les matériaux qui la constituent (contrairement aux piles traditionnelles). La pile à combustible s'impose donc comme le convertisseur le plus performant de l'hydrogène en électricité.

Pourtant, pendant environ un siècle, peu de chercheurs se sont intéressés à cette découverte. En 1930, Francis T. Bacon travaille sur une pile hydrogène/oxygène en milieu d'hydroxyde de

potassium aqueux. Mais les premières applications industrielles de ce prototype n'ont vu le jour que dans les années 1960, grâce à la NASA<sup>1</sup> qui a embarqué ce type de générateur dans ses véhicules spatiaux habités : *Gemini* en 1963 (piles à membrane échangeuse de protons de General Electric) puis *Apollo* en 1968 (piles à électrolyte alcalin de Pratt&Whitney). En 1970, Dupont de Nemours met au point une membrane polymère solide (Nafion) qui sert d'électrolyte aux piles à membrane échangeuse de protons.

Mais c'est à partir des années 1990 que les problématiques de maîtrise des émissions des gaz à effet de serre et d'épuisement des ressources énergétiques en hydrocarbures - face à l'augmentation de la consommation énergétique mondiale - ont relancé véritablement les recherches sur le développement des piles à combustible pour les transports - terrestres, aériens et même maritimes - parallèlement aux applications stationnaires ou portables. En effet, alors que les transports terrestres dépendent à plus de 95% des hydrocarbures issus du pétrole et génèrent une forte pollution atmosphérique, la technologie "pile à combustible" offre une alternative fort intéressante puisqu'elle n'engendre ni polluants locaux (particules, monoxyde de carbone, oxydes d'azote) ni dioxyde de carbone, tout en assurant une efficacité énergétique élevée.

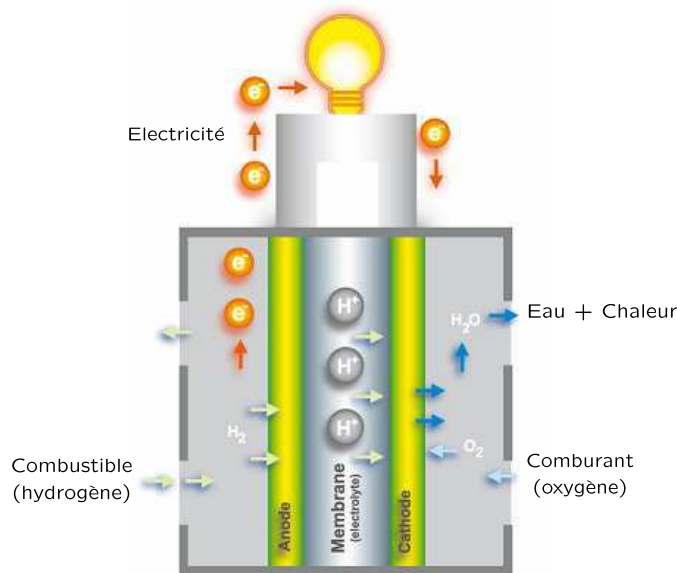


FIG. 1.1 – Principe de fonctionnement d'une pile à combustible (source : Acta-nanotech)

Une pile à combustible fonctionne selon le principe inverse de l'électrolyse de l'eau, puisqu'elle produit de l'électricité, de l'eau et de la chaleur à partir d'hydrogène et d'oxygène (cf. figure 1.1). Convertisseur électrochimique, elle se différencie des piles conventionnelles par le fait que le combustible et le comburant sont continuellement renouvelés, et les produits de la réaction sont évacués. En effet, la réaction d'oxydo-réduction se produit au sein d'un générateur électrochimique élémentaire, appelé cellule ou EME (Électrode-Membrane-Électrode), constitué de deux électrodes (l'anode et la cathode) séparées par une membrane, électrolyte solide ou liquide permettant le passage des ions. Les électrodes mettent en jeu des catalyseurs pour activer la réaction d'oxydation de l'hydrogène d'un côté, la réduction de l'oxygène de l'autre côté.

<sup>1</sup> *National Aeronautics and Space Administration*, agence gouvernementale du programme spatial américain.

## 1.1 Introduction à la technologie "pile à combustible"

### 1.1.2 Différentes technologies de piles à combustible

En fonction de la nature de l'électrolyte utilisé et de la température de fonctionnement, les piles à combustible alimentées en hydrogène (pur ou reformé<sup>2</sup>) sont regroupées généralement en cinq familles principales (comparées dans le tableau 1.1) :

1. les piles à combustible à membrane échangeuse de protons (PEMFC, *Proton Exchange Membrane Fuel Cell*) ;
2. les piles à combustible alcalines (AFC, *Alkaline Fuel Cell*) ;
3. les piles à combustible à acide phosphorique (PAFC, *Phosphoric Acid Fuel Cell*) ;
4. les piles à combustible à carbonates fondus (MCFC, *Molten Carbonate Fuel Cell*) ;
5. les piles à combustible à oxyde solide (SOFC, *Solid Oxide Fuel Cell*).

<i>Paramètres</i>	<b>PEMFC</b>	<b>AFC</b>	<b>PAFC</b>	<b>MCFC</b>	<b>SOFC</b>
Puissance électrique	1 W à 250 kW	10 à 50 kW	100 à 200 kW	500 kW à 10 MW	1 kW à 10 MW
Densité de courant	0,6 A.cm <sup>-2</sup>	0,09 A.cm <sup>-2</sup>	0,18 A.cm <sup>-2</sup>	0,13 A.cm <sup>-2</sup>	0,25-1,25 A.cm <sup>-2</sup>
Rendement	30 à 50%	40 à 60%	35 à 45%	50 à 60%	50 à 70%
Durée de vie	5000 h	2000 h	40000 h	20000 h	20000 h
Pression	2-5 bar	1 bar	1 bar	1 bar	1 bar
Température	60-90°C	50-250°C	160-220°C	600-700°C	800-1000°C
Électrolyte	Polymère perfluoré (solide)	Hydroxyde de potassium (liquide)	Acide phosphorique (liquide)	Carbonate de lithium/potassium (liquide)	Céramique (solide)
Catalyseur	Platine	Platine, nickel	Platine	Nickel	Perovskites
Combustible	Hydrogène pur ou reformé	Hydrogène	Gaz naturel reformé	Reformage interne de gaz naturel	Gaz naturel
Applications	Transports, portables, stationnaires	Spatiales, transports	Transports, stationnaires	Stationnaires	Transports (APU), stationnaires

TAB. 1.1 – Comparaison des différentes technologies de piles à combustible

A noter qu'il existe également la famille des piles à combustible à combustion directe de méthanol (DMFC, *Direct Methanol Fuel Cell*) : elles proposent des caractéristiques proches de celles des piles PEMFC, avec une température de fonctionnement de 60 à 90°C mais un rendement de seulement 10 à 30%. L'alimentation de ce type de piles en méthanol et non en hydrogène les oriente vers une application surtout maritime (sous-marins).

Le principal avantage des piles à combustible fonctionnant à haute température (> 700°C) est qu'elles ont la possibilité d'utiliser directement des composés hydrogénés comme combustible, sans catalyseur noble. En revanche, la durée importante de mise en fonctionnement, due à la montée en température de ces piles, représente un handicap majeur, surtout si l'on s'intéresse aux applications non stationnaires.

<sup>2</sup>Produit à partir de combustibles hydrocarbonés, hydrocarbures ou alcools (méthanol ou éthanol).

Les piles à basse température, elles, ne présentent pas cet inconvénient, mais elles utilisent en contrepartie des catalyseurs nobles, chers et sensibles à l'empoisonnement<sup>3</sup>, notamment par le monoxyde de carbone  $CO$  et certains composés soufrés. Dans le secteur des transports, les piles de type SOFC et PEMFC sont les plus prometteuses, du fait de leur électrolyte solide - qui permet d'écarter tout problème de fuites et de faciliter l'industrialisation en grande série - et de leur compacité - qui facilite l'intégration aux véhicules.

### 1.1.3 Description des piles à membrane échangeuse de protons

#### Structure et fonctionnement

Le cœur d'une pile à combustible (appelé *stack*<sup>4</sup>, cf. [6]) est constitué d'un empilement de cellules électrochimiques élémentaires EME qui - assemblées en série (cf. figure 1.2) - permettent d'obtenir les caractéristiques en tension de la pile et donc le niveau de puissance souhaité. Cette modularité constitue un atout important pour l'intégration d'une pile à combustible dans un véhicule (augmentation de la puissance par simple ajout de cellules), puisque l'efficacité énergétique d'un *stack* est peu influencée par la taille du dispositif.

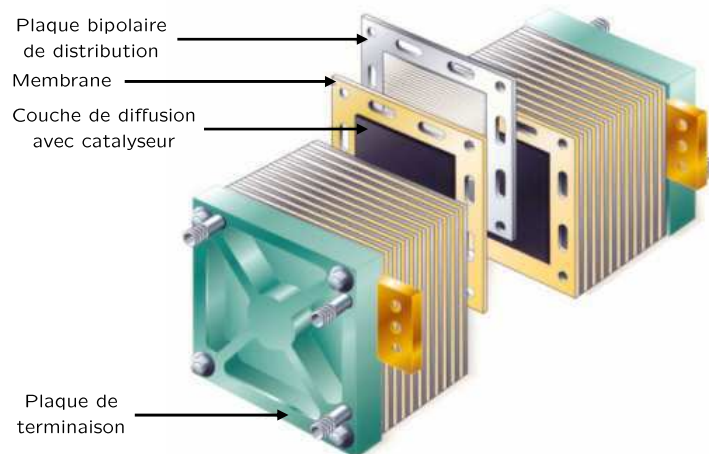


FIG. 1.2 – Structure du *stack* (source : PEMEAS)

Dans le cas d'une pile PEMFC, les électrodes de chaque cellule sont en contact avec une membrane en matériau polymère assurant la fonction d'électrolyte, et les faces des électrodes en carbone sont recouvertes par un catalyseur à base de platine (côtés anodique et cathodique). L'ensemble EME est alimenté en réactifs par des plaques bipolaires de distribution, qui permettent également la mise en série électrique des cellules, la collecte des électrons et la circulation du liquide de refroidissement. L'oxygène et l'hydrogène circulent respectivement dans les canaux cathodiques et anodiques et se diffusent dans les couches de diffusion afin d'atteindre les zones actives des électrodes de façon homogène (cf. figure 1.3). Ces zones actives sont le siège des réactions d'oxydo-réduction, le principe général étant de convertir directement en énergie électrique et thermique l'énergie libre de la réaction électrochimique accélérée par les catalyseurs (généralement du platine  $Pt$ ) présents sur les électrodes.

<sup>3</sup>Occupation des sites réactionnels par des molécules inertes pour la réaction électrochimique.

<sup>4</sup>Empilement, en anglais.

## 1.1 Introduction à la technologie "pile à combustible"

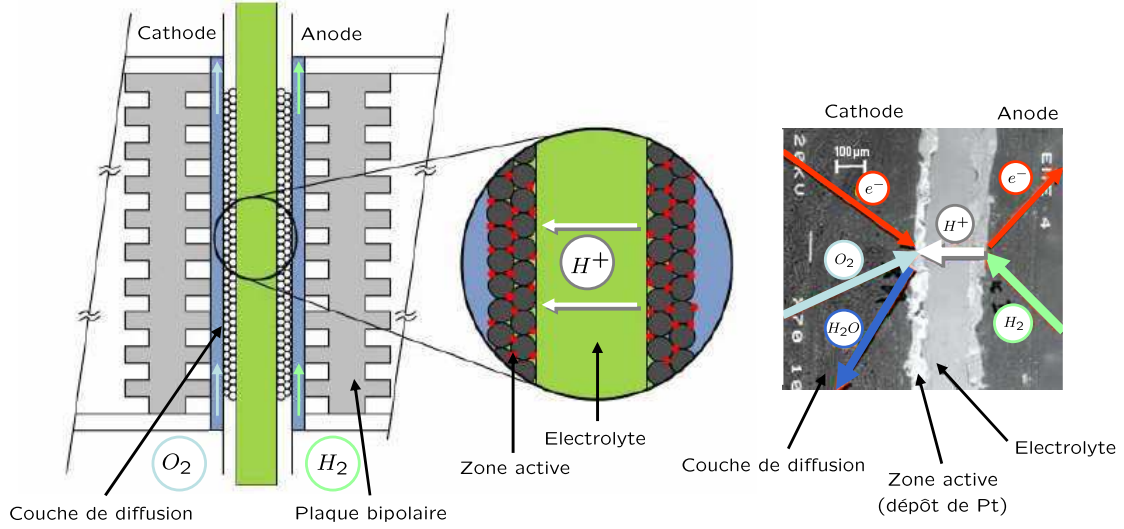
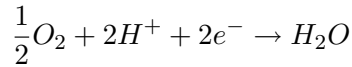


FIG. 1.3 – Détails d'une cellule EME (source : *Fuel Cell Handbook*)

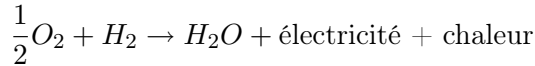
A l'anode, le combustible (l'hydrogène) est dissocié en protons (ou ions hydrogène  $H^+$ ) et en électrons - qui génèrent un courant électrique - suivant la réaction d'oxydation :



A la cathode, l'oxygène, les électrons et les protons se recombinent pour former de l'eau - qui hydrate la membrane - suivant la réaction de réduction :



Alors que le transfert d'électrons s'opère à travers un circuit électrique externe, la membrane joue le rôle de "pont" ionique permettant aux protons de transiter de l'anode à la cathode, et ainsi de fermer le circuit électrique. La réaction globale s'écrit finalement :



Ces processus électrochimiques opposés sont à l'origine d'une différence de potentiel entre les électrodes alimentées en réactifs (cf. figure 1.4). On suppose que, dans les conditions de température et de pression considérées, l'eau produite par la pile est sous forme liquide. Le potentiel thermodynamique réversible de la réaction  $E_{th}$ <sup>5</sup> est alors donné par la loi de Nernst (cf. [6]). Il dépend à la fois des pressions partielles moyennes des réactifs  $\overline{P}_{H_2}$  et  $\overline{P}_{O_2}$  respectivement à l'anode et à la cathode, et de la température  $T$  de fonctionnement de la pile :

$$E_{th} = E_{th}^0 + \frac{RT}{2F} \ln \left( \overline{P}_{H_2} \sqrt{\overline{P}_{O_2}} \right)$$

$E_{th}^0$  est défini comme le potentiel électrochimique de référence, fonction de la température :

$$E_{th}^0 = \frac{1}{2F} \left( \Delta H_{H_2O(l)}^0 - \Delta S_{H_2O(l)}^0 T \right)$$

$R$  et  $F$  sont respectivement la constante des gaz parfaits et la constante de Faraday<sup>6</sup>,  $\Delta H_{H_2O(l)}^0$  et  $\Delta S_{H_2O(l)}^0$  les variations d'enthalpie et d'entropie standard de formation de l'eau liquide.

<sup>5</sup> Aussi connu sous le nom de potentiel du circuit ouvert, ou *Open Circuit Voltage* en anglais.

<sup>6</sup> Charge globale d'une mole de charges élémentaires :  $F \approx 9,65 \cdot 10^4$  Coulomb.mol<sup>-1</sup>.



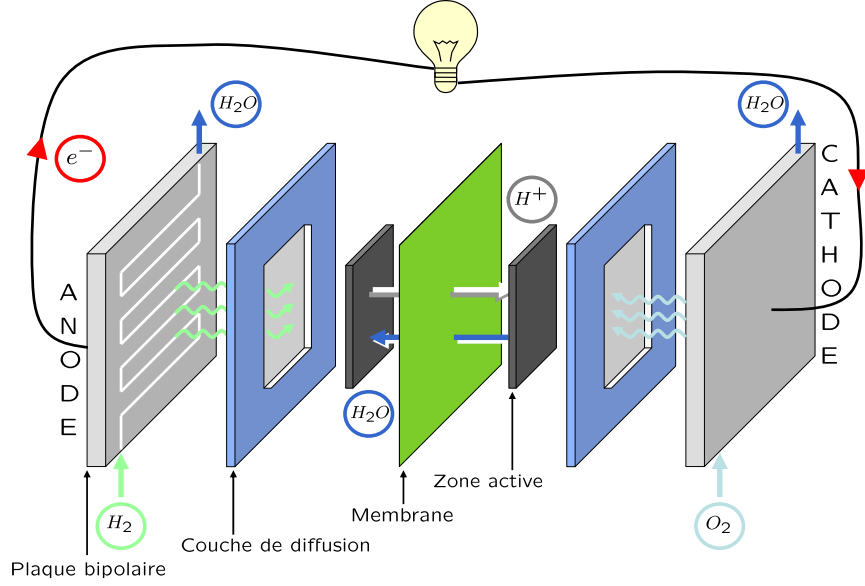


FIG. 1.4 – Vision éclatée d'une cellule EME et génération du courant électrique

Il est commode d'introduire le potentiel thermo-neutre  $E^0$  défini par :  $E^0 = \Delta H_{H_2O(l)}^0 / 2F$ .  $E^0$  vaut environ 1,48 V et représente la tension théorique maximale d'une cellule électrochimique à une température de 0 K. Le potentiel de Nernst s'écrit finalement :

$$E_{th} = E^0 - \frac{\Delta S_{H_2O(l)}^0}{2F} T + \frac{RT}{2F} \ln \left( \overline{P}_{H_2} \sqrt{\overline{P}_{O_2}} \right)$$

La figure 1.5 représente la caractéristique tension/densité de courant - appelée courbe de polarisation - d'une cellule électrochimique. Du fait des différentes pertes dues aux irréversibilités, la tension de cellule  $U_{cell}$  reste inférieure à  $E_{th}$  :

$$U_{cell} = E_{th} - E_{act} - E_{dif} - RI_{cell}$$

avec  $E_{act}$  les pertes dues à l'activation des catalyseurs,  $E_{dif}$  les pertes dues aux limites de diffusion des réactifs dans la couche de diffusion (cf. figure 1.4) et  $RI_{cell}$  les pertes ohmiques.

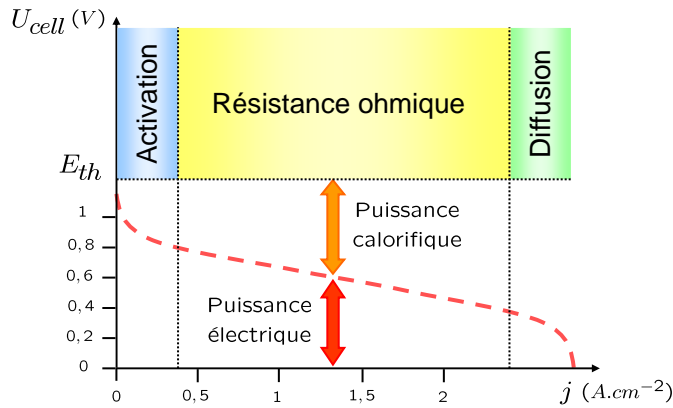


FIG. 1.5 – Courbe de polarisation et zones de fonctionnement d'une pile à combustible

Si les pertes ohmiques sont liées à la résistance électrique des électrodes mais surtout à la résistance au flux des ions dans la membrane, les pertes d'activation et de diffusion sont plus

## 1.1 Introduction à la technologie "pile à combustible"

sensibles du côté cathodique (étant donnée l'excellente cinétique d'ionisation de l'hydrogène côté anodique), et sont par conséquent directement liées à l'alimentation en air (cf. [7]) :

$$E_{act} + E_{dif} = \frac{RT}{4F} \ln \left( \frac{j}{k_{act} \overline{P_{O_2}}} \right) - \frac{RT}{4F} \ln \left( 1 - \frac{j}{k_{dif} \overline{P_{O_2}}} \right)$$

avec  $j$  la densité de courant débitée par la cellule électrochimique,  $\overline{P_{O_2}}$  la pression partielle moyenne d'oxygène à la cathode,  $k_{act}$  et  $k_{dif}$  les constantes cinétiques des phénomènes d'activation et de diffusion.

Finalement, on a montré que le rendement électrique  $\eta_{elec}$  d'une cellule est très sensiblement affecté par les pertes, sources de la dissipation de chaleur, puisqu'il est donné par :

$$\eta_{elec} = \frac{U_{cell}}{E_{th}}$$

Le rendement global d'une pile à combustible peut aussi être exprimé de la façon suivante :

$$\eta_{PAC} = \eta_U \eta_{rev} \eta_{far} \eta_{mat}$$

En désignant par  $\eta_{rev}$  le rendement thermodynamique (égal à 80% pour une réaction réversible, à 80°C, avec l'eau obtenue sous forme liquide),  $\eta_{far}$  le rendement faradique qui permet de tenir compte du nombre d'électrons obtenus en fonction du nombre de moles d'hydrogène consommées (100% pour deux électrons obtenus par mole d'hydrogène), et  $\eta_{mat}$  le rendement de matière qui est lié au taux de combustible fourni en excès (stœchiométrie).

### Avantages et inconvénients

Rappelons d'abord que les principaux avantages des piles à combustible (cf. [8]) sont leur haut rendement électrique, leur fiabilité, l'absence d'émissions et le faible niveau sonore. Plus particulièrement, les piles PEMFC sont aujourd'hui le type de pile le plus étudié dans le domaine automobile, pour leur robustesse, leur bon rendement et leur relative compacité. Parmi leurs avantages intrinsèques, on peut citer :

- l'électrolyte solide de la membrane échangeuse d'ions, qui garantit une excellente conduction des protons et une bonne résistance au passage des gaz,
- l'eau, seule espèce liquide dans la pile, ce qui minimise les problèmes de corrosion,
- une température de fonctionnement relativement faible, qui autorise des cycles démarrage/arrêt plus rapides, et donc une plus grande souplesse de fonctionnement,
- un large spectre de puissance, lié à des densités de courant élevées (au-delà de 2 kW.L<sup>-1</sup> et 2 W.cm<sup>-2</sup>), qui autorise des applications variées (traction, unités de puissance auxiliaires).

Cependant, les piles PEMFC présentent des inconvénients, qui peuvent être atténués en diminuant la densité de courant et/ou en augmentant la quantité de catalyseur sur les électrodes :

- la plage de température basse et étroite (60-90°C) imposée par le matériau polymère, qui rend la gestion thermique difficile, particulièrement aux densités de courant élevées,
- la gestion de l'eau dans la membrane, qui est critique pour le rendement de la pile : celle-ci fonctionne dans des conditions optimales lorsque la membrane est bien hydratée,
- la sensibilité à l'empoisonnement par le CO, les espèces sulfurées et l'ammoniac, qui sont des poisons pour la pile à basse température.

## 1.2 Système "pile à combustible" et application automobile

### 1.2.1 L'hydrogène : carburant pour les transports

Le pétrole, dont on extrait l'essence et le gazole de nos voitures conventionnelles, est une énergie épuisable. La consommation mondiale actuelle s'élève à 84 millions de barils par jour - soit près de 5 milliards de tonnes par an - et elle devrait augmenter dans les prochaines années. A ce rythme, les réserves - qui incluent les gisements non encore exploités - sont estimées à quelques dizaines d'années, ce qui est court à l'échelle d'une source énergétique.

A moyen terme, il existe plusieurs sources d'énergie de substitution, avec chacune leurs avantages et leurs inconvénients : le gaz naturel ou les biocarburants pour les moteurs à combustion, les batteries pour les véhicules électriques. Le gaz est abondant - les réserves sont évaluées à deux cents ans - mais difficiles à stocker, et comme le pétrole, il contribue à l'accroissement de l'effet de serre. Les biocarburants n'ont pas ce défaut, mais il faudrait couvrir la planète de champs de colza ou de betteraves pour répondre aux besoins (50 millions d'hectares sur les 55 hectares du territoire pour produire l'équivalent du pétrole consommé par les transports en France par exemple), ce qui n'est à l'évidence pas crédible. Quant aux véhicules électriques, l'autonomie de leurs batteries est encore trop limitée, et leur technologie et leur recyclage trop coûteux.

Si la combinaison de ces différentes solutions permettra sans doute d'assurer la transition avec le pétrole pendant un temps, il reste nécessaire, à plus long terme, d'envisager une autre alternative, plus durable, qui permette de couvrir les appétits énergétiques croissants de la planète, sans menacer davantage ses grands équilibres écologiques. De ce point de vue, le seul candidat connu actuellement est l'hydrogène : un véhicule électrique propulsé à l'aide d'une pile à combustible fonctionnant à l'hydrogène ne rejette aucun polluant ni de  $CO_2$ , mais seulement de l'eau.

#### Des qualités évidentes

S'il devait voir le jour industriellement, le véhicule à pile à combustible résoudrait bien des problèmes (cf. [9]). Déjà, il permettrait de s'affranchir de la question de l'épuisement des ressources pétrolières. En effet, l'atome d'hydrogène est, sous forme d'eau, très abondant sur Terre. Sa molécule est la plus énergétique : 120 MJ/kg, soit 2,2 fois le gaz naturel (cf. tableau 1.2). L'hydrogène a un contenu énergétique de 39,4 kWh/kg, soit environ 5 fois plus par unité de masse que le charbon qui, selon sa forme, oscille dans la fourchette 7,8-8,7 kWh/kg. C'est le plus léger des gaz, ce qui est un facteur positif vis-à-vis de la toxicité (grande vitesse de diffusion dans l'air). Son transport (en particulier par pipelines) et son stockage (sous pression ou à l'état liquide) sont maîtrisés, ses modes de production variés.

Autres atouts majeurs de l'hydrogène en tant que combustible : une conversion efficace de l'énergie chimique en énergie électrique et l'absence d'émission de gaz à effet de serre. Si les émissions de  $CO_2$  - principal gaz à effet de serre en volume - dues au transport routier ne représentent que 15% du total des émissions liées aux activités humaines, il n'en reste pas moins que l'augmentation de l'effet de serre est une réalité préoccupante et que l'automobile doit apporter sa contribution à la lutte contre ce phénomène. Les membres de l'Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (ACEA) l'ont déjà fait à court terme en s'engageant à réduire d'ici 2008 les émissions moyennes de leur parc à 140 g/km. Mais à plus long terme, il apparaît évident que l'avènement d'un véhicule à pile à combustible constituerait une avancée majeure.

## 1.2 Système "pile à combustible" et application automobile

En résumé, l'hydrogène est un combustible ni polluant, ni toxique, et le véhicule à pile à combustible permettrait de résorber les problèmes de pollution locale, liés à la circulation automobile dans les centre-villes. Enfin, il s'agit d'un véhicule électrique : il est donc particulièrement silencieux et bien adapté à la circulation urbaine ou péri-urbaine.

<i>Paramètres</i>	<b>Hydrogène</b> (gazeux, 1 bar, 0°C)	<b>Gaz naturel</b> (gazeux, 1 bar, 0°C)	<b>Supercarburant</b> (liquide, 15°C)	<b>Gazole</b> (liquide, 15°C)
Masse volumique	0,089 kg/m <sup>3</sup>	0,6512 kg/m <sup>3</sup>	≈ 750 kg/m <sup>3</sup>	≈ 835 kg/m <sup>3</sup>
PCI massique (Pouvoir Calorifique Inférieur)	120000 kJ/kg	50000 kJ/kg	≈ 42900 kJ/kg	≈ 42600 kJ/kg
PCI volumique (Pouvoir Calorifique Inférieur)	10680 kJ/m <sup>3</sup>	29700 kJ/m <sup>3</sup>	≈ 32000 kJ/L	≈ 35570 kJ/L
Rapport air/carburant (stœchiométrie massique)	34,2	17,23	≈ 14,5	≈ 14,5

TAB. 1.2 – Caractéristiques énergétiques de l'hydrogène en comparaison à d'autres carburants

### Une acceptation non acquise

Si le principe du véhicule à pile à combustible est loin d'être nouveau et semble - sur le papier - très prometteur, la conception et le développement d'un système "pile à combustible" embarqué, capable de propulser un véhicule dans toutes les conditions (chaud, froid, montagne, pluie, etc.) et en toute sécurité, restent un défi technologique. D'autant qu'il faudra que ce véhicule fournisse des prestations comparables aux véhicules actuels en terme d'autonomie, d'agrément de conduite, de confort et de sécurité. Et ce, alors même qu'un tel véhicule ne représente pas une simple évolution technologique, mais une rupture profonde, qui impose de repenser le produit automobile, son architecture technique ainsi que les infrastructures associées.

Il ne faut pas non plus négliger les inconvénients intrinsèques de l'hydrogène. En effet, sa volatilité implique une densité énergétique volumique moins favorable au transport et au stockage sous forme gazeuse, que pour le gaz naturel par exemple (facteur 4 à 200 bar, cf. tableau 1.2). Dans des conditions confinées, ses limites d'inflammabilité et de détonation avec de l'air sont plus larges que pour le gaz naturel (facteur 5 environ) et sa combustion à haute température, en présence d'air, génère des oxydes d'azote. Considéré comme un gaz dangereux, son image dans le public n'est pas bonne et son acceptabilité n'est donc pas encore acquise.

Autre challenge majeur : le coût. Les véhicules fonctionnant avec une pile à combustible n'auront de chance de s'imposer que si leur prix reste proche de celui des véhicules conventionnels. S'ils étaient inabordables et réservés à une petite minorité, alors les bénéfices pour l'environnement seraient minimes et ne justifieraient pas tous les efforts consentis pour les concevoir.

Enfin, il reste une question de taille : où les véhicules se ravitailleront-ils en hydrogène tant qu'un réseau de distribution ne sera pas constitué ? Beaucoup de constructeurs engagés dans les recherches sur la pile à combustible ont délaissé cette question, en insistant sur les avantages environnementaux du véhicule lui-même. Au contraire, pour tenter d'y répondre à moyen terme, Renault a choisi d'explorer la voie du reformage embarqué, qui permettrait d'extraire en continu l'hydrogène contenu dans les hydrocarbures.

## Un bilan environnemental à nuancer

Sur le plan environnemental, même si l'hydrogène est un élément chimique très répandu, il ne l'est jamais à l'état naturel sous sa forme utile de gaz libre. N'étant pas lui-même une source d'énergie primaire, il doit être produit avant d'être stocké et distribué. Il faut donc en produire, en l'extrayant de l'eau ou des hydrocarbures. Actuellement, la seule production mondiale d'hydrogène absorbe près de 2% de l'électricité totale produite, soit environ 170 millions de tonnes équivalent pétrole. Mais il en faudrait beaucoup plus pour alimenter le parc automobile mondial.

En l'état actuel des techniques, l'étape de production industrielle de l'hydrogène - par reformage ou gazéification de produits fossiles (gaz naturel, pétrole, charbon...) ou de produits issus de la biomasse (éthanol par exemple) - émet de grandes quantités de  $CO_2$ , contribuant ainsi à l'effet de serre. Toutes les recherches menées sur la pile à combustible ne peuvent donc pas faire l'économie d'une réflexion sur le bilan environnemental global de la filière hydrogène : un bilan *"well to wheel"*<sup>7</sup> incluant toute la chaîne énergétique allant de la production de l'hydrogène au véhicule. Par exemple, une partie de l'hydrogène produit industriellement est extraite du méthane, un gaz dont le transport - par gazoduc sous une forme comprimée ou liquéfiée à  $-160^\circ C$  - est lui-même très consommateur d'énergie.

Il est néanmoins possible de produire l'hydrogène par voie électrolytique, à partir d'électricité d'origine renouvelable (éolienne ou photovoltaïque), même si le rendement n'est pas très favorable. On peut aussi envisager d'extraire l'hydrogène de biocarburants, mais dans ce cas, autant utiliser directement ce biocarburant dans un reformeur embarqué et éviter la contrainte du stockage. En fait, la seule énergie susceptible d'être utilisée aujourd'hui pour produire de l'hydrogène sans conséquence pour l'effet de serre est l'électricité d'origine nucléaire, même si cette dernière ne fait pas l'unanimité. Sinon, un espoir subsiste encore avec la possibilité de séquestrer le  $CO_2$  émis lors de la production d'hydrogène dans des couches géologiques profondes et stables, afin qu'il ne se diffuse pas dans l'atmosphère.

En ce qui concerne le stockage, l'hydrogène peut être comprimé ou liquéfié. C'est sous forme liquide (à  $-253^\circ C$ ) que l'hydrogène présente la densité énergétique par unité de volume la plus élevée, mais la liquéfaction utilise environ 35% de sa propre énergie et coûte environ quatre fois plus cher que le stockage de l'hydrogène comprimé.

## Une problématique économique plus globale

La production mondiale annuelle d'hydrogène est de 535 milliards de  $(Nm^3)^8$ , soit l'équivalent de 138 millions de tep<sup>9</sup>. Les besoins actuels en transports terrestres sont de l'ordre de 1 550 Mtep par an. Lorsque l'hydrogène est produit à partir d'hydrocarbures, la solution idéale serait de capter et de stocker le  $CO_2$  issu du processus de production afin d'obtenir un carburant net de gaz à effet de serre. Or, produire l'hydrogène à partir de gaz naturel coûte de 285 à 410 euros/tep en fonction du prix du gaz, auquel il convient d'ajouter environ 85 euros/tep pour la capture et le stockage du  $CO_2$ , soit un total de 370 à 495 euros/tep. Produire l'hydrogène par électrolyse à partir d'hydroélectricité ou d'électricité d'origine nucléaire conduirait à un coût d'environ 1 225 euros/tep. Sur le marché international, l'essence est cotée environ 350 euros/tep. L'industrie

<sup>7</sup>"Du puits à la roue".

<sup>8</sup>Normaux mètres cubes : unité de volume d'un gaz ramenée aux conditions normatives de  $0^\circ C$  et 1 bar absolu.

<sup>9</sup>Tonne équivalent pétrole.

automobile étudie la possibilité d'une introduction de l'hydrogène comme carburant du futur. Cependant, bien que des techniques telles que le stockage sur hydrures<sup>10</sup> paraissent prometteuses, il subsiste de nombreuses barrières pour les industries de l'automobile et de l'énergie avant un large développement de l'hydrogène en tant que carburant. Parmi celles-ci, on peut citer les technologies de production, l'infrastructure de distribution, le stockage embarqué, l'absence de réglementation et de normes adaptées à ce sujet, sans oublier des contraintes liées à la perception des risques associés à l'hydrogène et à la réduction des coûts de la filière hydrogène.

### 1.2.2 La pile à combustible : technologie de rupture

#### Les obstacles technologiques

La mise au point d'un véhicule à pile à combustible industrialisable en grande série se heurte encore à des défis liés à la technologie elle-même, qui crée une véritable rupture pour l'ingénierie automobile, laquelle doit à la fois :

- améliorer l'autonomie des véhicules (aujourd'hui de 300 à 400 km selon les prototypes), qui est directement liée au stockage embarqué de l'hydrogène et, dans une moindre mesure, au rendement énergétique de la pile,
- réduire la taille et le poids du système pour une intégration dans tout type de véhicule ;
- s'affranchir de la sensibilité aux polluants (*CO* principalement),
- assurer les performances dans des conditions environnementales sévères, notamment le démarrage à froid qui est problématique pour une pile qui produit de l'eau,
- garantir la durée de vie et la fiabilité de la pile, qui est annoncée à 2000 heures (ou 100 000 km) par les constructeurs de piles à combustible les plus avancés.

#### La barrière du coût

Le principal défi à relever pour les véhicules dans les années à venir concerne :

- la réduction des coûts de production : le coût d'un système à pile à combustible compétitif va devoir se rapprocher de celui d'un moteur à combustion, soit environ 30 dollars/kWh ;
- la disponibilité et le coût du catalyseur : le platine - déjà utilisé dans les pots catalytiques - est indispensable en tant que catalyseur au niveau des membranes de la pile. Aujourd'hui, la production mondiale de platine est estimée à environ 200 tonnes. Sachant qu'il faut actuellement en moyenne 100 g de platine par voiture et que le marché français représente environ 2 millions de voitures/an, la production mondiale de platine serait tout juste suffisante pour satisfaire le marché français. L'un des principaux défis est donc de réduire d'un facteur cinq la quantité de platine utilisé dans les voitures ;
- les coûts d'infrastructure, qui se chiffreront à terme en milliards de dollars tandis que le coût d'une station-service est actuellement compris entre 1,2 et 3 millions de dollars.

Pour toutes ces raisons, le développement de la filière hydrogène et l'introduction du véhicule à pile à combustible à un stade commercial ne sont pas prévus avant les années 2015-2020. Le prix global d'un tel véhicule, dans l'hypothèse d'une production future de 500 000 piles/an, serait alors, selon différentes sources, de 2000 à 10 000 euros de plus qu'une voiture conventionnelle.

---

<sup>10</sup> Alliages métalliques nanocristallins capables de stocker l'hydrogène de manière réversible et sécuritaire.

### 1.2.3 Le véhicule à pile à combustible chez les différents constructeurs

#### Le choix généralisé de l'alimentation directe en hydrogène

L'une des premières questions qui se pose pour les véhicules à pile à combustible est de savoir comment stocker l'hydrogène à bord. Si la molécule de  $H_2$  est très énergétique (120 MJ/kg contre 43 MJ/kg pour l'essence), l'hydrogène est aussi le plus léger des éléments chimiques et occupe beaucoup plus de place qu'un autre gaz à poids égal. Par conséquent, pour produire autant d'énergie qu'avec 1 litre d'essence, il faut 4,6 litres d'hydrogène comprimé à plusieurs centaines de bars. La grande majorité des constructeurs engagés dans des recherches sur le véhicule à pile à combustible a néanmoins choisi de stocker l'hydrogène à bord du véhicule, sous forme liquide ou gazeuse, dans un réservoir adapté : c'est la voie dite de "l'hydrogène direct". Voici un rapide tour d'horizon des véhicules équipés de piles à combustible PEMFC proposés par ces constructeurs.

Fer de lance de ce secteur aux États-Unis, l'armée américaine dispose du premier véhicule militaire à pile à combustible qui ne soit pas réservé à quelques usages très spécifiques, et qui pourrait être utilisé à très grande échelle puisque l'armée achète plusieurs dizaines de milliers de véhicules chaque année. Il s'agit d'un pick-up Chevrolet *Silverado*, qui embarque deux piles à combustible de 94 kW chacune, pour 250 ch, 3400 kg, et 200 km d'autonomie.



FIG. 1.6 – Véhicules de petite série *Silverado* et *Equinox* de Chevrolet

En ce qui concerne les voitures particulières, General Motors (GM) accélère le rythme dans son programme de développement de voitures à pile à combustible avec la construction en 2007 de cent véhicules, dans le cadre d'un programme de test en utilisation réelle : le "Project Driveway". Le véhicule qui servira de base à cet exercice est la voiture de série Chevrolet *Equinox*, équipée d'une pile GM de quatrième génération, capable de fonctionner par temps froid, et d'un réservoir d'hydrogène gazeux à la pression de 700 bars (pour une autonomie de 320 km).

Parallèlement, GM présente des prototypes de plus en plus aboutis tels que *Hy-Wire* en 2002, ou *Sequel* en 2005 : le niveau de prestations proche de celui d'une voiture thermique conventionnelle en termes de performances, d'autonomie, et de durabilité est obtenu grâce à une pile GM de 73 kW et une batterie Lithium-Ion d'une puissance en pointe de 65 kW, qui alimentent un moteur électrique de 60 kW destiné aux roues avants et deux moteurs-roues de 25 kW chacun à l'arrière. L'autonomie de 480 km est elle assurée par trois réservoirs d'hydrogène, en composite de carbone, et à la pression de 700 bars pour stocker pas moins de 8 kg d'hydrogène. En 2007, GM a su encore innover en présentant le concept *Volt*, véhicule dont l'architecture hybride série intègre toujours trois moteurs électriques, couplés à une batterie de 8 kWh (pour 32 km d'autonomie) ; la batterie est cette fois rechargeable, sur le secteur ou via une pile à combustible de cinquième



## 1.2 Système "pile à combustible" et application automobile

génération alimentée par un réservoir de 4 kg d'hydrogène (pour une autonomie de 480 km).



FIG. 1.7 – Concepts *Hy-Wire* et *Volt*, et prototype *Sequel* de General Motors

De son côté, Ford a commencé en 2004 à produire trente *Focus* motorisées par des piles à combustible Ballard, suivies en 2006 par un prototype d'*Explorer* (2 moteurs électriques de 65 kW chacun, soit 177 ch au total, 10 kg d'hydrogène comprimé à 700 bar pour 560 km d'autonomie), qui a établi un nouveau record de kilométrage avec 2500 kilomètres parcourus en 24 heures. Au salon de Détroit 2007, le constructeur américain a présenté le *Airstream Concept*, avec une pile Ballard miniaturisée et fonctionnant à débit constant. L'avantage est d'optimiser le rapport encombrement-puissance-consommation tout en fournissant assez d'énergie électrique pour recharger les batteries sans consommer plus d'hydrogène. Le moteur électrique peut parcourir 30 km en mode tout électrique, la pile augmentant l'autonomie jusqu'à 400 km.



FIG. 1.8 – Véhicule de petite série *Focus*, prototype *Explorer* et concept *Airstream* de Ford

En Europe, avec une trentaine de bus, un million de kilomètres parcourus, quatre millions de passagers transportés et neuf mille ravitaillements avec de l'hydrogène majoritairement produit à partir de sources renouvelables, le projet CUTE (*Clean Urban Transport for Europe*) - lancé en mai 2003 à Madrid et étendu depuis à neuf autres villes européennes - est le plus grand test au monde de la viabilité de l'hydrogène dans les transports, pour le plus grand bénéfice de l'environnement et des populations. Parallèlement, le projet européen HYCHAIN a également été le cadre d'expérimentations réussies, notamment un minibus à pile à combustible (22 places, réservoir de 5,8 kg d'hydrogène, autonomie de 200 km).



FIG. 1.9 – Bus européens développés dans le cadre des projets CUTE et HYCHAIN



Chez les constructeurs, Daimler-Chrysler s'affirme comme le grand acteur européen en matière de pile à combustible : il multiplie les prototypes (bus, utilitaires, monospaces), équipe même en 2007 le parc de la Chancellerie et le Ministère des Transports et de l'Environnement allemands, afin d'accélérer la banalisation de cette technologie et de mettre une voiture sur le marché à l'horizon 2015.

Outre la trentaine de bus *Citaro* qui circulent déjà dans une dizaine de villes européennes, le concept *NECAR*, avec cinq générations successives de 1994 à 2000 (sur base de *Classe A*), et bientôt le concept *F-Cell* (sur base de *Classe B*), démontrent la maîtrise technologique de Mercedes dans ce domaine (avec son fournisseur de pile Ballard). Le prototype *F600 Hygénius* en est une nouvelle illustration : la pile alimente un moteur électrique d'une puissance équivalente à 115 chevaux, alors que le couple atteint 350 Nm ; la consommation chute avec une moyenne annoncée à 2,9 litres aux 100 km, ce qui permet d'atteindre une autonomie de 400 km.



FIG. 1.10 – Bus *Citaro*, prototypes *NECAR* et concept *F600 Hygénius* de Mercedes

Filiale européenne de General Motors, Opel fait évoluer depuis 2002 son prototype *Hydro-Gen3*, développé sur la base du monospace *Zafira*. Ce prototype - qui a fait ses preuves en réalisant un marathon de quelques 10 000 km sur le réseau routier européen - est animé par un moteur électrique de 60 kW (82 ch). L'alimentation se fait par une pile à combustible fonctionnant avec de l'hydrogène liquide à  $-253^{\circ}\text{C}$ . L'accélération de 0 à 100 km/h s'effectue en 16 secondes et la vitesse maximale est de 160 km/h, le tout pour une autonomie de 400 km, ce qui représente une consommation moyenne de 4,3 L aux 100 km, soit 2 L gagnés par rapport au diesel de série.



FIG. 1.11 – Prototypes *HydroGen3* de Opel, *Touran Hy-Motion* de VW et *Panda PAC* de Fiat

Après s'être essayé à la technologie "pile à combustible" avec une Audi *A2 H2* et une Volkswagen *Bora Hy-Power* en 2004, le groupe VW a dévoilé en 2006 un prototype de *Touran Hy-Motion* équipé d'une pile à combustible PEMFC fonctionnant à  $120/130^{\circ}\text{C}$ , ce qui constitue un grand progrès pour le développement des véhicules à pile à combustible. En effet, la température de fonctionnement d'une pile PEMFC est dix fois inférieure à celle d'un moteur à combustion interne (habituellement autour de  $80^{\circ}\text{C}$ ), et elle doit varier sur une plage très réduite. Or, la technologie

## 1.2 Système "pile à combustible" et application automobile

présentée par VW est capable de fonctionner de 100 à 160°C, et sans système d'humidification. En revanche, les performances restent juste correctes : vitesse de pointe de 140 km/h, accélération de 0 à 100 km/h en 14 s, autonomie d'environ 160 km.

Fiat va produire quelques unités de sa *Panda PAC* pour les confier en *leasing*<sup>11</sup> à des administrations. Ce prototype atteint 130 km/h en pointe, accélère de 0 à 50 km/h en 7 secondes, et a une autonomie de 220 km, grâce à deux réservoirs d'un volume total de 68 litres, qui sont remplis d'hydrogène à la pression de 350 bars (soit presque 2 kg d'hydrogène de contenance).

En France, après les démonstrateurs *Taxi PAC* et *H20*, puis l'exercice de style *Quark* (quad avec un moteur électrique de 7 kW et 100 Nm dans chaque roue), Peugeot a présenté en 2006 un concept plus abouti, la *207 Epure* : une pile GENEPAC de 20 kW issue de la collaboration avec le Commissariat à l'Énergie Atomique (CEA) et une batterie de 50 kW alimentent un moteur électrique de puissance nominale de 40 kW (70 kW en crête, soit près de 100 ch), avec un couple de 180 Nm ; les cinq réservoirs placés à l'arrière accueillent 3kg d'hydrogène sous 700 bars et autorisent une autonomie de 350 km. Par contre, la vitesse de pointe est limitée à 130 km/h et la capacité d'accélération est faible, avec 15 secondes pour atteindre les 100km/h.



FIG. 1.12 – Le dernier prototype *Epure* de Peugeot

Au Japon, Toyota, moteur en matière d'innovation pour les véhicules hybrides, est également un acteur de premier rang dans le secteur des piles à combustible : le constructeur japonais prévoit de mettre en vente la première voiture équipée d'ici 2015, au prix de 50000 dollars US.

Dès 2002, Toyota a fourni sous forme de *leasing* aux organismes d'état japonais et à des universités américaines des "*Fuel Cell Hybrid Vehicles*" de série, dérivés du concept *FCHV-4* déjà présenté en 2001 (puissance de 80 kW ou 107 ch, couple de 260 Nm, autonomie de 250 km). Mais ce sont les prototypes *FINE-S* et *FINE-N* en 2003, et surtout *FINE-X* en 2005, qui représentent un concentré de tout le savoir-faire du constructeur en matière d'environnement, avec notamment un moteur électrique de 25 kW et 110 Nm de couple dans chaque roue.

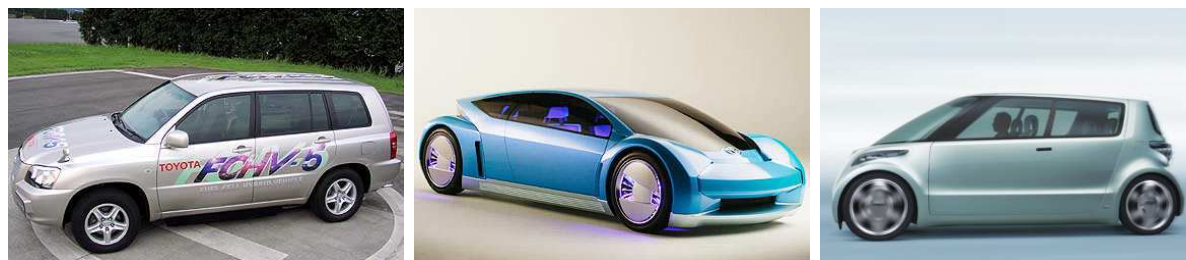


FIG. 1.13 – Prototypes *FCHV*, *Fine-S* et *Fine-X* de Toyota

<sup>11</sup>Crédit-bail, en anglais.

Pour répondre à Toyota, Honda, qui avait déjà été un précurseur en introduisant sur le marché dès 2005 le premier véhicule (dérivé du concept *FCX* de 2002) répondant aux normes de sécurité en vigueur au Japon et aux USA, a présenté en 2006 le concept le plus abouti, le *FCX-Concept*. En l'état actuel, le prototype est alimenté par une nouvelle pile *Honda FC* compacte haute performance (100 kW), dont le concept de flux vertical permet d'utiliser la gravité pour libérer l'eau produite, ce qui autorise une production d'énergie stable quelles que soient les conditions et un meilleur rendement pour un encombrement moindre. Autre innovation : des réservoirs d'hydrogène comprimé à seulement 350 bars, dont la structure est moins rigide (gain de poids) mais absorbe de l'hydrogène. Enfin le *FCX-Concept* dispose d'un moteur électrique de 80 kW à l'avant et de deux moteurs-roues de 25 kW chacun à l'arrière, soit une puissance totale de 130 kW (environ 177 ch).

Honda prévoit de commercialiser dès 2008 - aux États-Unis et au Japon - cette nouvelle berline dans sa version de série (avec une autonomie de 500 km et une vitesse de pointe de 160 km/h). Le constructeur japonais prévoit donc l'installation de pompes à hydrogène dans ces deux pays et réfléchirait par ailleurs à une solution permettant d'utiliser du gaz domestique afin que les utilisateurs puissent faire le plein depuis leur propre maison. Honda ambitionne également de produire à grande échelle ce type de véhicules fonctionnant à l'hydrogène d'ici deux années, avec un tarif qui ne dépasserait pas les 25 000 dollars...



FIG. 1.14 – *FCX-Concept* de Honda

De son côté, Nissan, qui avait dévoilé dès 2002 son prototype *FCV* développé sur la base d'un *X-Trail* et équipé d'une pile UTC (63 kW), a obtenu en 2005 le certificat d'homologation au Japon pour la nouvelle version du *FCV*, ce qui lui permet déjà d'être louée aux administrations et aux entreprises. Ce nouveau prototype gagne 170 kg, grâce à la pile désormais fabriquée par Nissan, qui est 60% plus compacte, tout en étant 40% plus puissante (90 kW). Les performances sont logiquement améliorées avec une vitesse de pointe atteignant les 150 km/h. L'autonomie, de 370 km avec un réservoir à la pression de 350 bars, est supposée dépasser les 500 km grâce au passage à 700 bars.

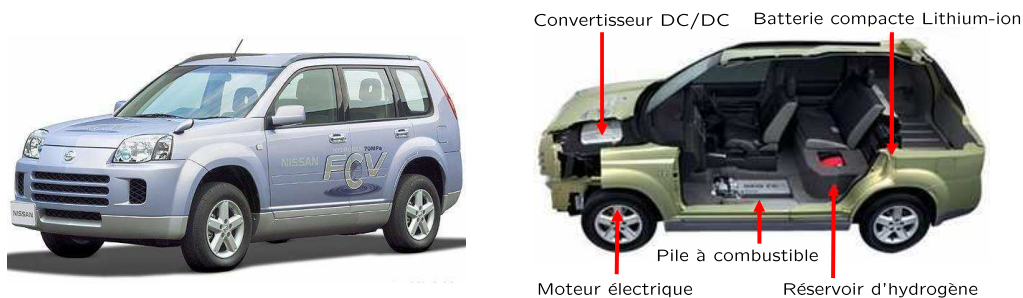


FIG. 1.15 – Prototype *X-Trail FCV* de Nissan

### La solution du reformage embarqué

Les questions de la production, du transport et de la distribution de l'hydrogène - qui demandent plus de précautions que pour les carburants classiques - restant posées, l'intégration d'un reformeur à bord du véhicule semble être une solution viable pour une industrialisation dans les dix prochaines années. Il est en effet peu probable qu'un réseau suffisamment dense de stations-service à hydrogène soit mis en place d'ici là, même si les premières stations expérimentales commencent à fleurir partout dans le monde (cf. figure 1.16).

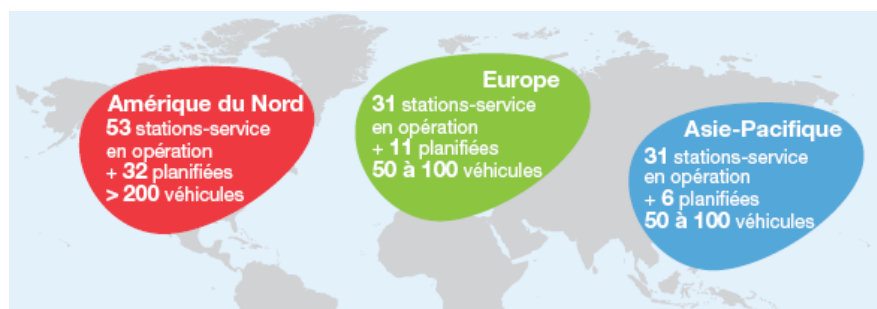


FIG. 1.16 – Répartition géographique des stations et véhicules "hydrogène" (source : Total)

Ce constat a amené Renault - comme Toyota en 1997 avec son premier prototype *FCHV* avec reformeur de méthanol - à explorer la voie du reformage embarqué, parallèlement aux études de Nissan sur l'hydrogène direct. Cette fois, l'hydrogène n'est plus stocké dans un réservoir à haute pression, mais produit dans le véhicule même, à l'aide d'un reformeur : il s'agit d'une centrale chimique qui permet de transformer un combustible (éthanol, gaz naturel, essence, gazole, bio-carburants, carburants de synthèse) en un mélange gazeux riche en hydrogène (reformat). Cette solution introduit certes un système supplémentaire, assez complexe de surcroît, et entraîne une légère dégradation du bilan environnemental du véhicule : la transformation de l'hydrocarbure en hydrogène s'accompagne d'émissions de  $CO_2$  et de polluants, à des niveaux relativement faibles (inférieurs à ceux des moteurs thermiques conventionnels). Mais elle présente des avantages non négligeables : propriété multicarburant, acceptabilité du client pour des carburants liquides, utilisation de l'infrastructure de distribution existante, pas de rejet de particules, autonomie supérieure à 600 kilomètres...

Les principaux constructeurs (General Motors, DaimlerChrysler ou Toyota) ont abandonné officiellement la solution du reformage, au motif qu'avec un reformeur, le véhicule à pile à combustible n'est plus une voiture "zéro pollution" (*Zero Emission Vehicle*, *ZEV*). En effet, en termes de rendement global, il est reconnu qu'il est plus avantageux de produire de l'hydrogène en grande quantité, de manière centralisée, plutôt qu'à petite dose dans une application automobile. Certains constructeurs poursuivent cependant leurs travaux de recherche sur le reformage.

Au final, si la technologie du reformage est déjà répandue dans l'industrie chimique et semble prometteuse pour l'automobile, elle doit encore satisfaire un certain nombre de conditions préalables et impératives pour rendre les voitures à pile à combustible utilisables à court terme avec les stations-service actuelles : masse, compacité, rendement, gestion des transitoires (temps nécessaire pour produire la quantité d'hydrogène requise en cas d'accélération), pureté de l'hydrogène (monoxyde de carbone : produit du reformeur et poison pour le *stack*), contrôle, température de fonctionnement, temps de démarrage, durée de vie, coût...



### 1.3 Présentation du véhicule à pile à combustible étudié

#### 1.3.1 Les projets de recherche associés

Le Véhicule Pile À Combustible (VPAC) présenté en figure 1.17 illustre l'une des voies retenues par Renault en matière d'hydrogène appliqué à l'automobile : un véhicule à pile à combustible avec reformeur embarqué. Cette technologie permet de produire directement l'hydrogène à bord du véhicule, sur demande, supprimant ainsi le problème du stockage cryogénique ou sous très haute pression. Cette solution, à laquelle Renault travaille depuis 2002 dans le cadre de l'Alliance avec Nissan et de son partenariat avec Nuvera Fuel Cells (qui développe et fabrique le reformeur), permet également de s'affranchir du délai de mise en place d'un réseau de distribution d'hydrogène. Par ailleurs, le *stack* est fourni par la société américaine 3M.

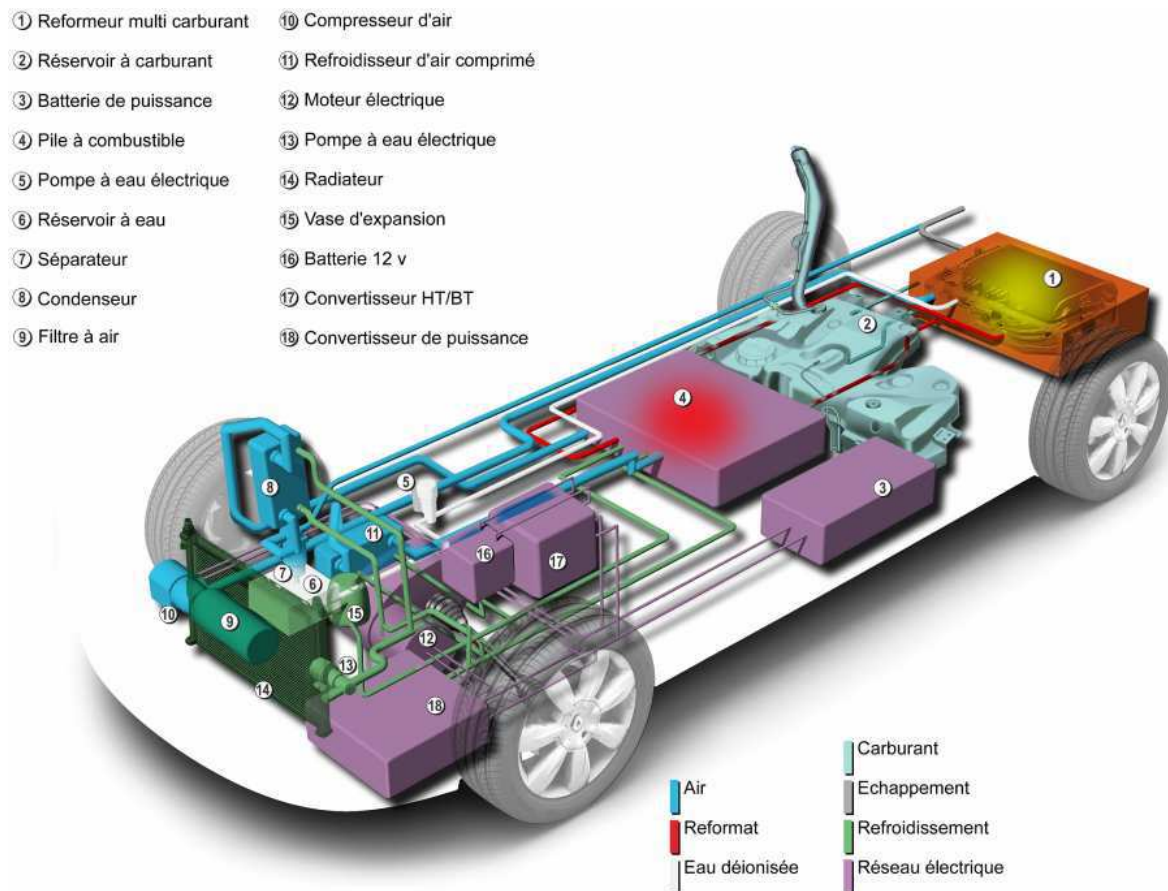


FIG. 1.17 – Véhicule à pile à combustible avec reformeur embarqué développé par Renault

Les travaux de recherche présentés s'inscrivent également dans le cadre du projet RESPIRE<sup>12</sup>, projet français labellisé par le réseau PACo et financé par l'ADEME, qui a pour finalité la conception, la réalisation et l'évaluation sur banc d'essai d'un module de puissance (MDP) à pile à combustible, complet et autonome, incluant un reformeur essence et permettant de fournir l'énergie électrique nécessaire à la traction d'un véhicule automobile. Ce projet comprend deux phases : la première ("MDP1") doit permettre de développer et tester les sous-systèmes séparément, alors que la seconde ("MDP2") doit valider le fonctionnement autonome de l'ensemble.

<sup>12</sup>Réduction des Émissions avec Système Pile à combustible et Reformeur Essence.

### 1.3.2 Le module de puissance

Le module de puissance est le système à pile à combustible capable de fournir de manière autonome la puissance électrique à la chaîne de traction, à partir de carburant et d'air, et avec des rejets gazeux et sonores non pénalisants pour l'environnement. On peut dire que l'application automobile est la plus concurrentielle et celle où les contraintes sont les plus fortes pour ce type de groupe électrogène : le rendement énergétique doit être élevé ( $> 30\%$  à la puissance nominale), la durée de vie longue ( $> 5000$  h), la compacité maîtrisée ( $650$  W/L et  $650$  W/kg), les conditions d'utilisation (température ambiante entre  $-20$  et  $45^{\circ}\text{C}$ ) et le coût ( $45$  euros/kW) compatibles avec une intégration à bord d'un véhicule.

#### Les bases du fonctionnement et du dimensionnement

Le bon fonctionnement du module de puissance pour le véhicule étudié fait l'objet de compromis entre les contraintes imposées par l'application automobile (performances et fonctionnalités du véhicule) d'une part, les interactions fonctionnelles entre les différents sous-systèmes et leurs performances d'autre part. En effet, la réponse en puissance du *stack* est étroitement liée à l'alimentation en air et en hydrogène, à la gestion de l'eau et à l'évacuation de la chaleur. L'architecture du module de puissance (cf. figure 1.18) s'organise donc autour de circuits régulés permettant de contrôler la température, la pression et les différents débits (air, hydrogène, eau), et de satisfaire ainsi les objectifs de performance, de sécurité et de fiabilité sur une large plage de fonctionnement.

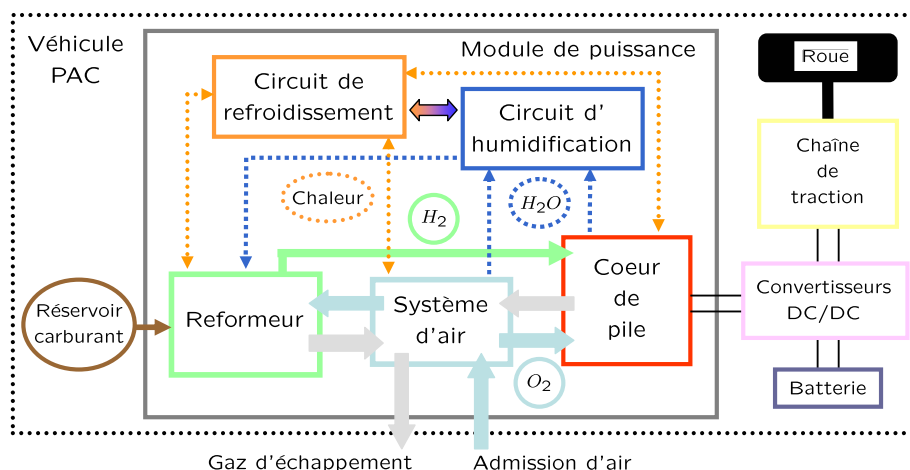


FIG. 1.18 – Schéma de principe du module de puissance

Le module de puissance développé par Renault est composé de deux réacteurs principaux :

- un *stack* ou cœur de pile d'une puissance de  $70$  kW, qui alimente en électricité un moteur électrique après conversion à la tension adéquate par l'électronique de puissance,
- un reformeur multicarburant qui alimente l'anode du *stack* en reformat riche en hydrogène,

et de trois circuits auxiliaires :

- le système d'air qui alimente le reformeur et la cathode du *stack* en air comprimé,
- le circuit de refroidissement qui contrôle la température des gaz et du *stack*,
- le circuit d'humidification qui alimente le reformeur en eau et contrôle l'humidité du *stack*.

Les données indispensables au dimensionnement d'un système à pile à combustible sont la puissance nominale et le rendement énergétique visés d'une part, la stœchiométrie<sup>13</sup> des combustibles et la puissance consommée par les auxiliaires d'autre part. Sur cette base, il est possible de déduire la puissance nominale et le rendement énergétique de la pile, ce dernier étant directement proportionnel à la tension de cellule qui constitue alors le point de départ du dimensionnement.

La partie "gestion de l'énergie électrique" - qui comporte un convertisseur DC/DC, une batterie et une chaîne de traction électrique - spécifie la gamme de tension à respecter pour la pile, ce qui impose le nombre de cellules et le courant à fournir. A partir de la valeur de courant, la surface de cellule peut être déterminée en fonction des performances du *stack*. Pour cela, il faut connaître la valeur de la densité de courant débitée par celui-ci au rendement visé. Or, cette valeur dépend des conditions opératoires : pression, température, taux d'humidité et stœchiométries des réactifs en entrée des électrodes.

La définition et le dimensionnement d'un module de puissance pour un véhicule à pile à combustible sont donc très complexes. En outre, si la durée de vie des réacteurs n'est pas prise en compte au même titre que le choix de la structure des sous-systèmes et de la technologie des composants, il faut s'attendre à des compromis modifiés et des contraintes alourdies.

## Le cœur de pile

Le cœur de pile, ou *Fuel Cell Stack* (FCS), est obtenu par empilement en série de centaines de cellules électrochimiques élémentaires de technologie PEMFC, assemblées par deux plaques terminales. Développé et fabriqué par la société américaine 3M, il doit répondre à des contraintes fortes pour son intégration au module de puissance MDP2 du projet RESPIRE, mais aussi et surtout pour la prise en compte des contraintes automobiles (compromis poids/volume, interfaces avec les circuits fluides et électriques, résistance mécanique et sûreté de fonctionnement).



FIG. 1.19 – Pile développée par 3M

En effet, le module de puissance pour l'application reformage est un système complexe, impliquant un nombre d'auxiliaires important. Afin de réduire son encombrement, il faut penser à éliminer toute fonction non indispensable. Dans ce contexte, Renault s'est intéressé à la suppression de la fonction "humidification". Malheureusement, la membrane utilisée dans le *stack* a besoin d'eau pour assurer sa fonction de conduction protonique. La suppression de l'humidificateur cathodique a donc dû être validée expérimentalement : un critère de stabilité (état d'humidité globale de la pile en sortie) a été vérifié sur plusieurs centaines d'heures d'essais, en

<sup>13</sup>Rapport entre le combustible introduit et le combustible consommé.

### 1.3 Présentation du véhicule à pile à combustible étudié

supposant que la membrane joue parfaitement son rôle d'équilibre de transfert d'eau entre anode et cathode. Pour un niveau de dégradation du *stack* similaire à celui obtenu en cathode humidifiée, le *stack* 3M (cf. figure 1.19) a démontré son potentiel de fonctionner en cathode "sèche", en respectant un niveau d'hydratation interne adéquat qui se traduit par un critère sur l'humidité globale de 100%. Il en résulte que, pour tout point de fonctionnement associé à une pression donnée, la température du *stack* devra être adaptée afin de respecter le critère de stabilité.

Pour atteindre un rendement élevé du module de puissance (de l'ordre de 35%), le *stack* doit s'affranchir de l'humidification cathodique tout en conservant de bonnes performances électriques (cf. tableau 1.3). Pour cela, il comprend 400 cellules avec ce niveau de performance unitaire, pour une surface active de 360 cm<sup>2</sup>, et il fonctionne avec des stœchiométries de gaz de 1,2 en entrée de l'anode, et de 1,7 en entrée de la cathode. En outre, pour éviter l'empoisonnement des sites catalytiques du *stack* par le monoxyde de carbone, un filet d'air ou *air bleed* - qui vient oxyder les molécules de *CO* - doit être injecté à l'anode. Pour garantir la stabilité du *stack* même à faibles débits de combustibles, un compromis entre pertes de charge<sup>14</sup> et faibles stœchiométries a dû être trouvé. Enfin, pour faciliter le refroidissement et optimiser le rendement du module de puissance, la température de fonctionnement du *stack* est fixée à 90°C, ce qui représente une contrainte très forte pour la durée de vie de la membrane.

Tension de cellule moyenne	0,7 V	Pression de fonctionnement	de 1 à 3,5 bar
Puissance maximale à 0,7 V	70 kW	Température maximale	90°C
Densité de courant à $\mathcal{P}_{max}$	0,8 A/cm <sup>2</sup>	Température ambiante	0 à 30°C
Rendement à $\mathcal{P}_{max}$	56%	Stœchiométrie anodique	1,2
Tolérance CO en continu	100 ppm	Stœchiométrie cathodique	1,7
Volume	< 100 L	Perte de charge anodique	< 300 mbar
Durée de vie	> 2000 h	Perte de charge cathodique	< 400 mbar

TAB. 1.3 – Spécifications du *stack* 3M

#### Le reformeur

Le reformeur, ou *Fuel Processing System* (FPS), est un processeur de carburant qui transforme le carburant liquide en reformat, un gaz très riche en hydrogène, avec lequel la pile à combustible est capable de fonctionner. Pour mener ses recherches sur le reformeur, Renault a noué un partenariat avec Nuvera Fuel Cells, société italo-américaine dont la branche américaine s'est spécialisée dans les reformeurs à vocation automobile. Le reformeur ainsi développé doit répondre aux spécifications suivantes pour une intégration automobile :

- propriété multicarburant (essence, diesel, éthanol, bio-diesel, carburants de synthèse),
- encombrement inférieur à 80 litres (alimentations et connectiques non incluses),
- rendement de conversion (rapport des énergies hydrogène/carburant) supérieur à 77%,
- transitoire (temps nécessaire pour passer de 7 à 63 kW) de 3 secondes,
- temps de démarrage (temps nécessaire pour fournir le reformat) inférieur à 4 minutes,
- taux de *CO* dans le reformat inférieur à 100 parties par million en continu,
- durée de vie de la pile à combustible d'au moins 5000 heures.

<sup>14</sup>Pertes d'énergie dues aux frottements d'un fluide en mouvement sur les parois, qui engendrent une diminution de la pression.



En quelques années, d'énormes progrès ont été effectués (cf. [10]). Si à la fin des années 1990, le volume d'un système reformeur complet était voisin du mètre cube, aujourd'hui, les systèmes les plus compacts capables d'alimenter un véhicule ne font pas plus de 50 à 100 litres. Afin d'obtenir un système compact et à haut rendement, les échanges thermiques doivent être particulièrement valorisés. Les différentes réactions mises en jeu s'effectuent entre 800 et 200°C. Actuellement, les meilleurs systèmes atteignent des rendements supérieurs à 80%. Les points durs du développement d'un reformeur industrialisable concernent les transitoires - notamment le temps de démarrage - le coût et la durée de vie. Pour avoir un système concurrentiel, il faudrait que le reformeur démarre en moins de 30 secondes et que son coût ne dépasse pas 700 euros.

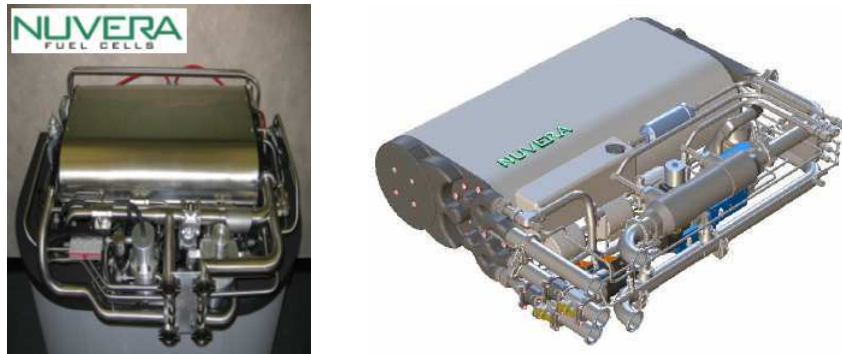


FIG. 1.20 – Reformeur développé par Nuvera Fuel Cells

Le reformeur développé par Renault en association avec Nuvera (cf. figure 1.20 et [11]) est très performant puisqu'il accepte tout type de carburant (gazole, essence, éthanol, carburants de synthèse...) et respecte la limite des 100 ppm de  $CO$ , le tout dans un volume de 75 litres et avec un rendement pouvant atteindre les 80% (variable en fonction du carburant). L'opération de production du reformat se déroule en quatre étapes : la principale, la déshydrogénation ou *cracking*<sup>15</sup>, consiste à casser les longues chaînes moléculaires des hydrocarbures en molécules plus simples (hydrogène, eau, carbone, etc) ; les trois autres étapes sont des étapes de purification, destinées à obtenir de l'hydrogène suffisamment pur pour être exploitable dans une pile.

Plus précisément, le carburant, l'eau et l'air entrant dans le premier étage du reformeur peuvent subir trois grands types de réactions de *cracking* à 800°C :

- le reformage à la vapeur (SR, *Stream Reforming*) :  $Carburant + H_2O \rightarrow CO + H_2$
- l'oxydation partielle (POX, *Partial Oxydation*) :  $Carburant + O_2 \rightarrow CO + H_2$
- le reformage auto-thermal (ATR, *Auto-Thermal Ref.*) :  $Carburant + H_2O + O_2 \rightarrow CO + H_2$

Dans le cas du reformeur Nuvera (cf. figure 1.21), le reformat - qui résulte d'un *cracking* de type ATR - est un mélange d'hydrogène (environ 40%), d'azote, de dioxyde de carbone (10 à 15% chacun) et de monoxyde de carbone (de l'ordre de quelques milliers de ppm). Afin de diminuer le taux de  $CO$  qui est un poison pour les catalyseurs de la pile, mais aussi d'augmenter la teneur en hydrogène du flux gazeux, deux réactions de conversion de gaz à l'eau (WGS, *Water Gas Shift* :  $CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$ , avec HTS, *High Temperature Shift*, à 400°C et LTS, *Low Temperature Shift*, à 200°C) et une étape d'oxydation préférentielle (PROX, *Preferential Oxydation*, à 150°C :  $CO + 1/2O_2 \rightarrow CO_2$ ) vont permettre de faire passer la concentration en  $CO$  de 10 000 ppm à moins de 100 ppm.

<sup>15</sup>Craquage, en anglais.

### 1.3 Présentation du véhicule à pile à combustible étudié

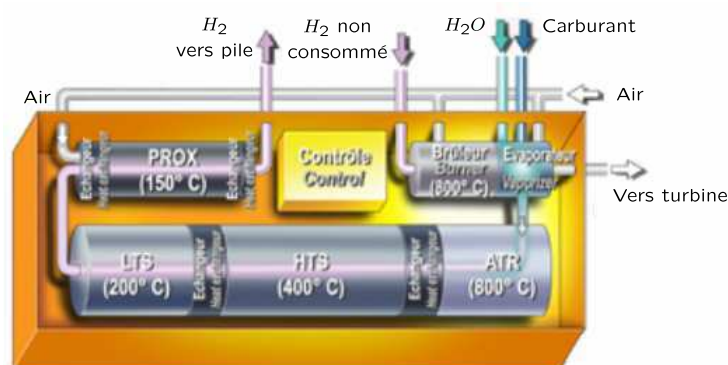


FIG. 1.21 – Les différents étages du reformeur

Ces réactions chimiques sont relativement lentes et nécessiteraient des réacteurs de grande taille incompatibles avec une application automobile. L'utilisation de catalyseurs permet d'augmenter les vitesses de réaction, et de ce fait de diminuer drastiquement la taille du reformeur.

#### Le circuit de refroidissement

Le choix de la température de pile détermine en grande partie le dimensionnement du module de puissance mais aussi la durée de vie du système. Afin de maintenir cette température constante ( $90^\circ\text{C}$ ) et d'évacuer la chaleur issue de la réaction électrochimique, un circuit de refroidissement par eau déionisée doit être envisagé pour un système à pile à combustible d'une telle puissance (70 kW). Des plaques de refroidissement sont donc insérées entre les cellules élémentaires du *stack* et sa température est ainsi régulée grâce au débit du fluide circulant dans un circuit indépendant.

#### Le circuit d'humidification

Le circuit d'humidification permet avant tout d'assurer l'autonomie en eau du module de puissance : la réaction électrochimique de la pile à combustible produit uniquement de l'eau, le reformeur lui consomme de l'eau pour fonctionner (et en dégage également une petite quantité). Il convient donc de récupérer l'eau contenue dans les gaz d'échappement en sortie du *stack* puis de la réinjecter dans le circuit afin d'alimenter le reformeur en eau et d'humidifier les gaz entrant dans l'anode en fonction de leur température.

En effet, pour les piles PEMFC, la teneur en eau de la membrane doit être constamment contrôlée, afin de garantir la conductivité ionique de celle-ci et de favoriser le transport des protons  $H^+$  de l'anode vers la cathode. Un excès d'eau peut cependant noyer la zone active de l'électrode et gêner la diffusion des gaz. Ce phénomène de bouchon d'eau est particulièrement sensible à la cathode, où se situe la production d'eau. L'assèchement ou la sur-humidification de la membrane diminue la production d'énergie électrique et limite la durée de vie de la pile.

#### Circuit d'alimentation en air

Le système d'air permet d'alimenter en oxygène les différents réacteurs du module de puissance (cathode du *stack* et reformeur), à partir de l'air ambiant qui est filtré. Cependant, une telle alimentation présente des inconvénients, notamment la présence de polluants ( $CO$ , particules...) qui influe sur la durée de vie de la pile. Les piles à combustible de type PEMFC peuvent

fonctionner en mode atmosphérique ou pressurisé. Pour les piles de forte puissance, le mode pressurisé est préconisé car le rendement de la conversion électrochimique augmente avec la pression partielle des gaz. Ainsi, ce mode de fonctionnement permet d'obtenir de fortes densités de puissance pour la pile elle-même (cf. figure 1.22), mais aussi de faciliter la gestion hydrique et thermique de la pile. L'air comprimé est obtenu au moyen d'un système de compression (ou groupe moto-compresseur), qui permet de fournir un débit allant jusqu'à 0,1 kg/s avec un niveau de pression pouvant atteindre 4,5 bar suivant le point de fonctionnement.

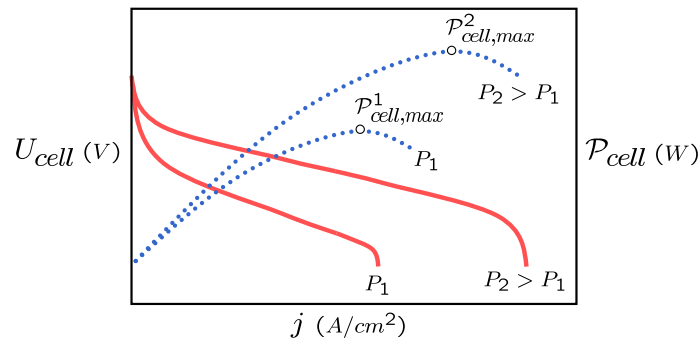


FIG. 1.22 – Influence de la pression sur les performances d'une pile à combustible

Le choix du groupe de compression représente l'un des points durs à surmonter pour le développement du module de puissance. Il s'agit d'une part de définir l'architecture adéquate pour atteindre les performances sur toute la plage de fonctionnement du système, d'autre part de choisir et/ou de développer les composants (compresseur, turbocompresseur) répondant au cahier des charges avec un rendement optimal. Cette double problématique met en évidence le besoin de stratégies de commande performantes pour le système d'air.

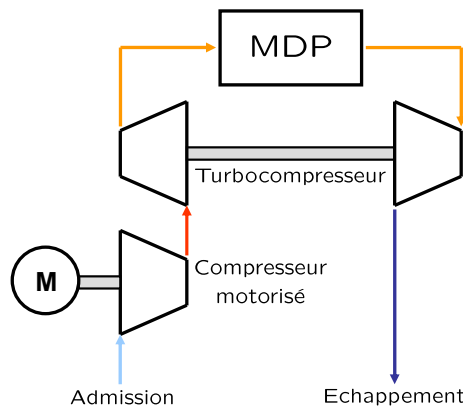


FIG. 1.23 – Le module de puissance et son système de compression

Afin d'atteindre un niveau de pression suffisant au sein du module de puissance, le système de compression (cf. figure 1.23) est constitué de deux étages en série :

- un turbocompresseur qui permet de valoriser l'énergie des gaz d'échappement (en récupérant une partie de l'énergie contenue dans le flux d'air sortant de la pile),
- un compresseur volumétrique motorisé qui contrôle le débit d'air injecté dans le module de puissance et qui apporte le complément de pression nécessaire.

### Consommation énergétique des auxiliaires

Le rendement de la pile à combustible seule est relativement élevé. En revanche, celui du module de puissance est altéré de manière significative par les rendements du reformeur et des systèmes auxiliaires présentés précédemment : ces derniers consomment en effet de 25 à 35% de l'énergie électrique disponible en sortie de pile (cf. [12]). Plus précisément, le rendement  $\eta_{MDP}$  du module de puissance est défini par :

$$\eta_{MDP} = \frac{\mathcal{P}_{PAC} \left( 1 - \frac{\mathcal{P}_{aux}}{\mathcal{P}_{PAC}} \right)}{Q_{carb} * PCI_{carb}}$$

Avec  $\mathcal{P}_{PAC}$  et  $\mathcal{P}_{aux}$  les puissances électriques respectivement fournie par le *stack* et consommée par les auxiliaires,  $Q_{carb}$  et  $PCI_{carb}$  les débit et pouvoir calorifique inférieur<sup>16</sup> du carburant.

Si les circuits de refroidissement et d'humidification peuvent consommer jusqu'à 5% de cette énergie (surtout lors des démarrages à froid), c'est le système d'alimentation en air qui est l'auxiliaire le plus gourmand du point de vue énergétique : il consomme à lui seul 20 à 25% de la puissance électrique brute fournie par la pile. En effet, l'alimentation sous haute pression pour le rendement du *stack* et le maintien de stœchiométries élevées pour sa stabilité sont à l'origine d'une augmentation non négligeable des pertes de charge dans le module de puissance étudié.

#### 1.3.3 Le fonctionnement à pression élevée

Le compromis entre une pression de fonctionnement élevée et une consommation électrique du système de compression limitée est délicat. En effet, la gestion de l'eau dans le module de puissance et la recherche d'un rendement de pile élevé poussent à travailler à haute pression, ce qui augmente la perte énergétique liée à la compression de l'air malgré la récupération d'énergie au niveau de la turbine.

### Diminution des pertes de charges

La cartographie présentée en figure 1.24 décrit la perte de charge du module de puissance (entre la sortie du compresseur et l'entrée de la turbine, cf. figure 1.23) en fonction du débit d'air demandé au groupe de compression et du niveau de pression (en entrée de la turbine). La courbe en gras représente le profil de pression en entrée turbine spécifié aux fournisseurs des composants du système d'air<sup>17</sup>.

Les pertes de charge sont inversement proportionnelles à la pression : pour un fonctionnement à pleine charge, la perte de charge du module de puissance vaut 1,2 bar à une pression de 3 bar, et 2,1 bar à pression atmosphérique. Ainsi, une diminution de la pression de sortie du module de puissance de 2 bar se traduit en sortie du système de compression par une diminution de 1,1 bar seulement. Même si la pression à atteindre en sortie compresseur est plus élevée, l'intégration d'un second étage de compression laisse la possibilité de valoriser les gaz d'échappement dans une turbine, ce qui n'est pas possible dans le cas d'un échappement à pression atmosphérique.

<sup>16</sup>Enthalpie de la réaction de combustion (énergie dégagée sous forme de chaleur).

<sup>17</sup>Pour connaître la pression requise en sortie compresseur (à débit/pression donnés), il suffit de sommer la pression en entrée turbine (en ordonnée) et la perte de charge du module de puissance (lignes de niveaux).

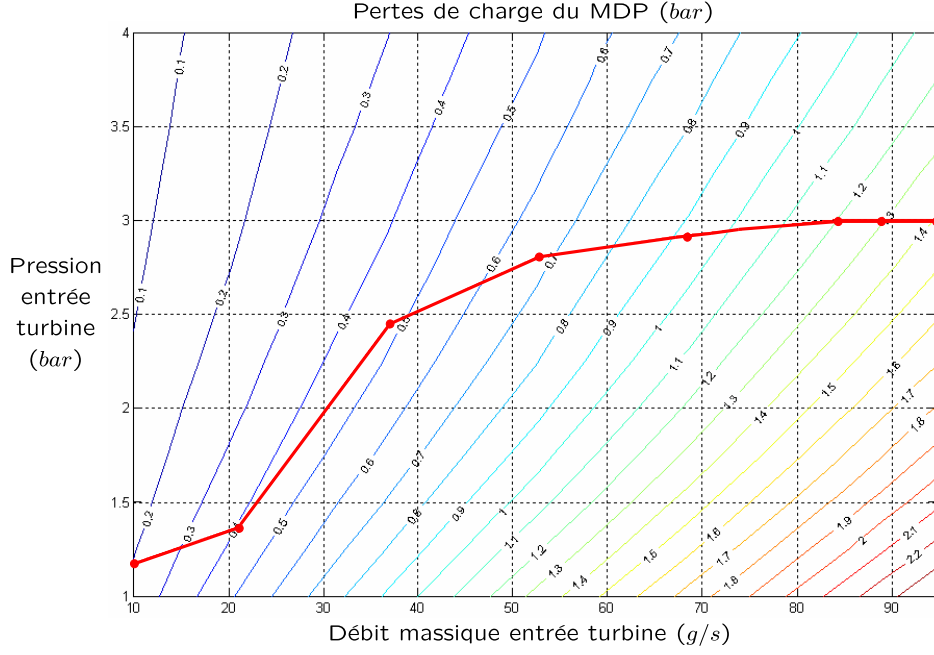


FIG. 1.24 – Cartographie des pertes de charge du module de puissance

### Effets positifs sur le refroidissement

Le circuit de refroidissement doit évacuer la puissance thermique du module de puissance à des températures ambiantes usuelles ( $\leq 45^\circ\text{C}$ ) pour équilibrer le bilan d'eau et pour maintenir le *stack* à la température adéquate. Or, plus la différence de température entre la source chaude (respectivement le *stack* et les condenseurs) et la source froide (l'air ambiant) est grande, plus l'échange est efficace et donc plus les surfaces d'échange thermique nécessaires sont réduites (taille des radiateurs et des échangeurs thermiques à plaques). On cherche donc à fonctionner avec des températures de *stack* et de fin de condensation les plus élevées possibles.

Le bilan d'eau du module de puissance doit être équilibré, c'est-à-dire que la quantité d'eau produite par le *stack* (en débit molaire) ajoutée à l'eau apportée par l'humidité de l'air doit être égale à la quantité d'eau consommée par le reformeur ajoutée à celle perdue dans les gaz d'échappement en sortie des condenseurs. Ainsi, la consommation d'eau par le reformeur  $n_{H_2O, \text{reformeur}}$  est une perte qui dépend du débit d'hydrogène souhaité  $n_{H_2}$ , du rendement du reformeur  $\eta_{\text{reformeur}}$ , des PCI du carburant et de l'hydrogène, et de la formulation du carburant ( $y$  atomes  $H$  par molécule de carburant  $C_xH_y$ ) :

$$n_{H_2O, \text{reformeur}} = \left( 1 - \frac{y}{2} * \frac{PCI_{(H_2)}}{PCI_{(C_xH_y)}} * \frac{1}{\eta_{\text{reformeur}}} \right) * n_{H_2}$$

Il ne s'agit donc pas d'un levier direct permettant d'agir sur l'équilibre du bilan d'eau. Par contre, l'eau apportée par l'humidité de l'air est un gain, mais ce débit est négligeable et immaîtrisable. L'eau produite par la réaction électrochimique dans le *stack* est également un gain. Elle dépend de l'intensité  $I$  et du nombre de cellules  $N_{\text{cell}}$  du *stack*, et n'est donc pas un levier permettant d'agir sur l'équilibre du bilan d'eau :

$$n_{H_2O, \text{stack}} = \frac{I * N_{\text{cell}}}{2 * F}$$

### 1.3 Présentation du véhicule à pile à combustible étudié

Il reste l'eau non condensée qui s'échappe sous forme vapeur des condenseurs post-anodique et post-cathodique, et qui est considérée comme une perte en tant que gaz d'échappement. Ce débit d'eau vapeur s'écrit en fonction de l'humidité relative  $\mathcal{H}_R$  (égale à 1 à saturation) :

$$n_{H_2O,condenseur} = \frac{\mathcal{H}_R * P_{sat}(T)}{P - \mathcal{H}_R * P_{sat}(T)}$$

Le débit d'eau vapeur dépend de la pression absolue  $P$  et de la pression de saturation  $P_{sat}(T)$  (fonction croissante avec la température d'après la corrélation de Rankine) : le débit d'eau vapeur s'échappant d'un condenseur diminue donc quand la pression augmente et quand la température diminue. Or, la température de fin de condensation a pour limite inférieure asymptotique la température ambiante. Le niveau de pression du module de puissance est donc contraint par la température ambiante maximale. Ce raisonnement simplifié - en stabilisé - est à la base du dimensionnement des composants des circuits de refroidissement et d'alimentation en air.

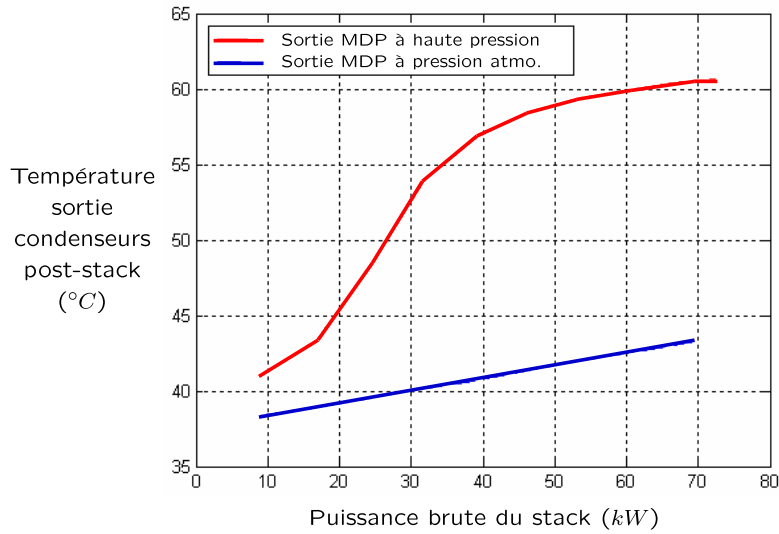


FIG. 1.25 – Profil de température pour assurer le bilan d'eau

#### Augmentation des performances du *stack*

Le *stack* doit être correctement humidifié pour optimiser le transfert des protons par la membrane, et donc assurer les performances visées et une durée de vie suffisante. Le critère donné et validé expérimentalement par 3M est le calcul de l'humidité relative globale en sortie *stack*. L'humidité relative des flux anodique et cathodique additionnés doit atteindre 100%.

$$\mathcal{H}_{R_{stack}} = \frac{n_{H_2O,stack}}{n_{gazsec,stack} + n_{H_2O,stack}} * \frac{P_{stack}}{P_{sat}(T_{stack})}$$

Les débits de gaz secs et d'eau dépendent du point de charge et des stoechiométries. La pression de saturation est une fonction croissante avec la température. On retrouve donc le compromis température-pression vu pour le bilan d'eau : pour une humidité relative fixée à 100%, plus la pression augmente, plus la température dans le *stack* peut être élevée, et plus le refroidissement est facilité grâce à l'écart de température entre le *stack* et l'air ambiant.

L'augmentation de pression a bien un effet positif direct sur les performances du *stack*, mais aussi indirect en permettant de fonctionner à température plus élevée et donc de mieux refroidir.

### 1.3.4 Le système d'alimentation en air

Compte tenu de la complexité du module de puissance pour le véhicule à pile à combustible avec reformeur embarqué, le système d'alimentation en air joue un rôle stratégique dans l'atteinte des points de fonctionnement et dans la gestion des régimes transitoires. Par conséquent, il influence directement sur les performances du *stack* et le rendement global du module de puissance.

#### Intégration au projet RESPIRE

Le développement du système d'air et de ses lois de commande doit contribuer à l'atteinte des objectifs de la deuxième phase du projet RESPIRE (MDP2), à savoir :

- alimenter en combustibles les réacteurs chimique (reformeur) et électrochimique (*stack*),
- fonctionner avec de bonnes performances dynamiques pour pouvoir suivre en régime transitoire le profil de puissance demandé au module de puissance,
- démontrer les faibles émissions du module de puissance : le système d'air n'est pas directement une source d'émission de polluants mais une mauvaise gestion de l'air peut empêcher les conditions optimales de fonctionnement et entraîner des émissions non désirées,
- intégrer les capteurs et actionneurs adéquats permettant un contrôle satisfaisant des conditions de fonctionnement (débits, températures et pressions) du reformeur et du *stack*, lors des phases de démarrage, de fonctionnement stabilisé, de transitoire et d'arrêt,
- contribuer à l'équilibre du bilan d'eau (positif ou nul) : le système d'air doit condenser suffisamment d'eau aux conditions ambiantes de température en imposant une pression suffisante dans le module de puissance,
- optimiser la consommation électrique du système : le groupe de compression est le plus gros consommateur de puissance électrique et différentes voies peuvent être envisagées pour y remédier (recherche d'un rendement élevé, valorisation de l'énergie des gaz d'échappement dans une turbine, limitation de la pression en sortie du compresseur),
- valider le dimensionnement du circuit de refroidissement, qui doit contrôler la température du *stack* et respecter le critère des 100% d'humidité relative globale en sortie du *stack*,
- intégrer des technologies représentatives de l'état de l'art actuel pour une intégration automobile (autonomie, volume, poids, bruit...).

D'un point de vue fonctionnel, le système d'alimentation en air doit :

- fournir le débit d'air total nécessaire au module de puissance au niveau de pression requis, tout en limitant la puissance électrique consommée (compression d'air efficace),
- assurer la bonne répartition des débits dans les branches cathodique, anodique et d'*air bleed*<sup>18</sup> (contrôle des débits), afin de garantir la stoechiométrie d'oxygène à la cathode d'une part, le débit d'air entrant dans le reformeur, et donc la stoechiométrie d'hydrogène reformé à l'anode d'autre part,
- maintenir les conditions optimales de fonctionnement du *stack* : une pression de fonctionnement liée au rendement du *stack* et au bilan d'eau, une pression différentielle entre anode et cathode pour la tenue mécanique de la membrane, une température pour le refroidissement du *stack* et l'hydratation de la membrane,

---

<sup>18</sup>Filet d'air dérivé de la cathode vers l'anode et destiné à lutter contre l'empoisonnement du *stack* au *CO*.

## Description du système d'air

Le système d'alimentation en air considéré (cf. figure 1.26) est un circuit pneumatique complexe qui comprend trois branches, avec un filtre à air à l'admission, un groupe de compression (compresseur motorisé et turbocompresseur), quatre vannes de régulation (pour la répartition des débits et la régulation des pressions), deux échangeurs thermiques (entre les deux étages de compression et en entrée de la ligne cathodique pour refroidir l'air comprimé et protéger le *stack*), trois condenseurs (pour contrôler l'humidité du flux anodique et récupérer l'eau en sortie du *stack*), et un brûleur en amont de la turbine (pour récupérer l'énergie des gaz d'échappement sous forme thermique).

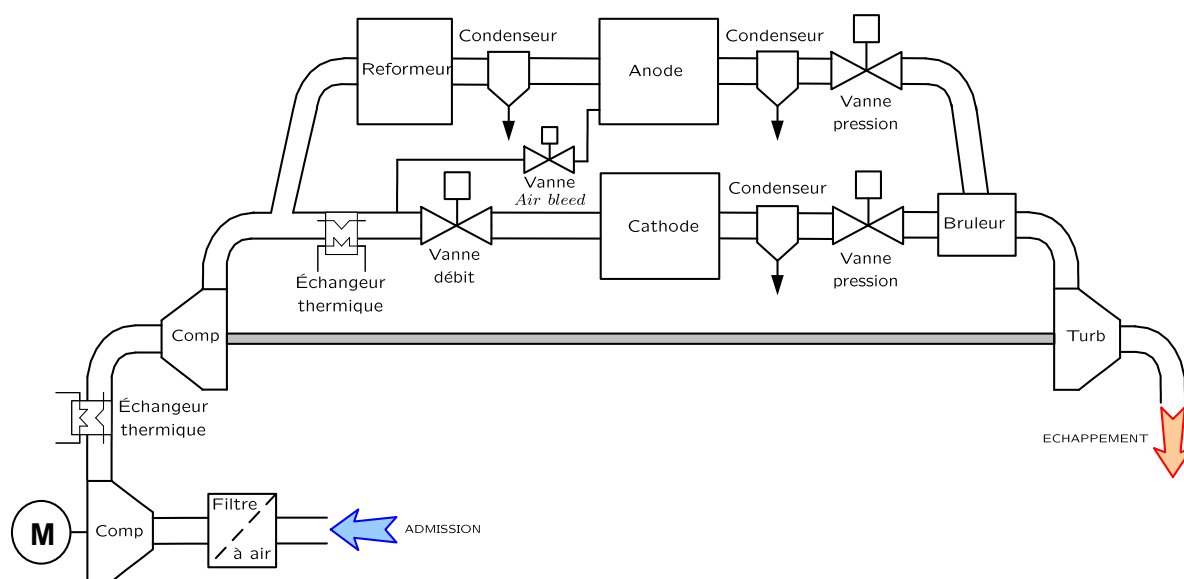


FIG. 1.26 – Schéma du système d'air étudié

## Enjeux pour la commande du système d'air

Du point de vue de la commande, le système d'alimentation en air est un système critique, qui induit les performances statiques et dynamiques, et donc le rendement global du module de puissance (cf. [13]). Dans ce contexte, les non-linéarités et les couplages inhérents aux phénomènes acoustiques dans les fluides compressibles, ajoutés à la complexité et au rôle stratégique du système d'air, requièrent des lois de commande performantes et robustes.

L'objectif principal est d'assurer un débit d'air et une pression donnés dans chaque branche du circuit, avec une source de débit unique, des vannes de débit et un ensemble "vannes de pression - turbine". Le profil "débit/pression" à suivre (en sortie du groupe de compression par exemple, figure 1.27) pour faire fonctionner le MDP dans des conditions optimales est déduit du couple "courant/stœchiométrie des réactifs" (grâce à la loi de Faraday, au bilan d'eau et aux pertes de charge des différents composants). Un compromis est à trouver entre un niveau de pression élevé (pour un meilleur rendement du *stack*) et une consommation contenue du groupe de compression (pour un meilleur rendement du MDP). En conséquence, la commande doit tenir compte des forts couplages engendrés par le fonctionnement "haute pression" d'une part, les modifications simultanées des consignes de débit et de pression en réponse à un appel de puissance d'autre part, le tout en limitant la consommation des actionneurs.



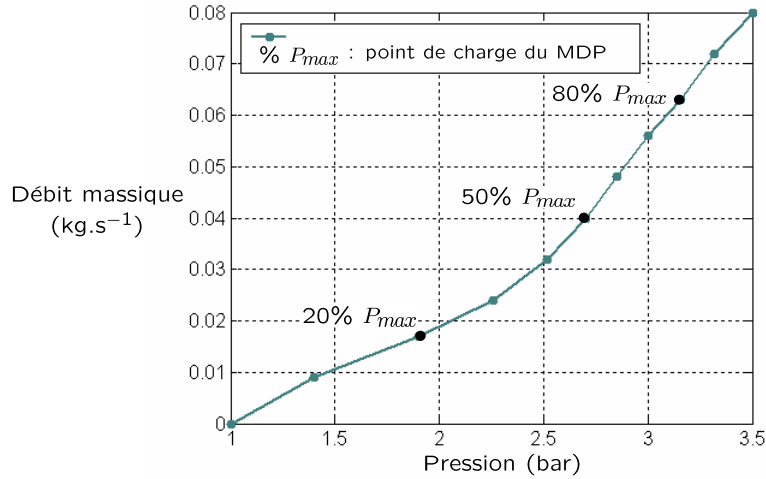


FIG. 1.27 – Profil débit/pression à suivre en sortie du groupe de compression

### 1.3.5 La problématique du groupe de compression

Dans le domaine de l'automobile, les sources d'énergie (classiques ou non) sont sollicitées sur des plages de fonctionnement très larges puisque leur réponse dynamique est directement corrélée aux performances du véhicule. La pile à combustible possède ainsi un atout majeur, car elle est capable de fournir la puissance demandée presque instantanément, tant qu'elle est alimentée avec des réactifs en quantité suffisante. De ce fait, c'est le groupe de compression qui va limiter la dynamique du *stack* et imposer celle du module de puissance pour une grande part.

#### Mode de fonctionnement

Il est possible de contourner ce problème en faisant fonctionner le *stack* avec des stœchiométries de réactifs variables. Dans ce cas, le système d'air fournit un débit constant et maximal au *stack* quel que soit le point de fonctionnement : cette stratégie de pilotage permet de garantir à tout instant une bonne réponse dynamique du *stack* mais engendre en contrepartie une surconsommation énergétique non négligeable pour le groupe de compression.

L'autre stratégie - retenue par Renault - consiste à faire fonctionner le *stack* avec des stœchiométries de réactifs constantes. Cette fois, le système d'air fournit un débit variable lié au point de fonctionnement : cette solution permet d'optimiser la consommation énergétique du groupe de compression mais nécessite une commande performante d'un point de vue dynamique et robuste vis-à-vis des variations (changement de point de fonctionnement, perturbations...), afin de répondre au mieux à la demande de puissance.

En outre, le groupe de compression doit fonctionner en mode pressurisé, c'est-à-dire être capable de fournir le débit d'air à pression variable, en compensant les pertes de charge du module de puissance. Pour répondre à ce double objectif, une turbine va récupérer l'énergie des gaz d'échappement et va ainsi, en régime établi, maintenir la pressurisation du système et laisser le groupe de compression compenser seulement les pertes de charge.

Les axes de recherche pour la réduction de la consommation énergétique du groupe de compression concernent le choix des technologies de compresseur et de turbocompresseur d'une part, la stratégie de commande mise en place d'autre part.

### Choix d'une architecture à double étage

Parmi les différentes technologies de compresseurs, le choix se fait généralement en fonction de la qualité de l'air recherchée, de la pression de refoulement à atteindre et des besoins en air qui déterminent une capacité de production. Premièrement, les procédés mis en œuvre dans les applications pile à combustible sont incompatibles avec des particules d'huile en suspension dans l'air comprimé puisque celles-ci sont néfastes pour la membrane et réduisent la durée de vie du *stack*. Deuxièmement, le groupe de compression doit être dimensionné pour les gammes de puissance et de débit spécifiées pour notre application : les compresseurs à haute vitesse ( $>10\,000$  tr/min) comme les compresseurs à vis semblent bien adaptés en termes de rendement (bon rendement volumétrique grâce à l'étanchéité). En outre, les compresseurs rotatifs, comme les turbocompresseurs, nécessitent peu d'entretien.

C'est pourquoi le groupe de compression défini pour l'alimentation en air du module de puissance comprend un premier étage de compression, constitué d'un compresseur volumétrique motorisé Opcon (technologie double-vis non lubrifiée, cf. Annexe C) dont les principales caractéristiques et la cartographie expérimentale (cf. figure 1.28) sont présentées ci-dessous :

- Débit maximal :  $0,090$  kg/s ;
- Niveau de pression de refoulement :  $< 3$  bar absolus ;
- Température maximale en sortie :  $180^\circ\text{C}$  ;
- Vitesse de rotation maximale :  $12\,000$  tr/min ;
- Temps de réponse en vitesse : environ  $0,1$  s ;
- Poids (compresseur + moteur + contrôleur) :  $15$  kg ;
- Bruit à vide assez élevé (pas de donnée chiffrée).

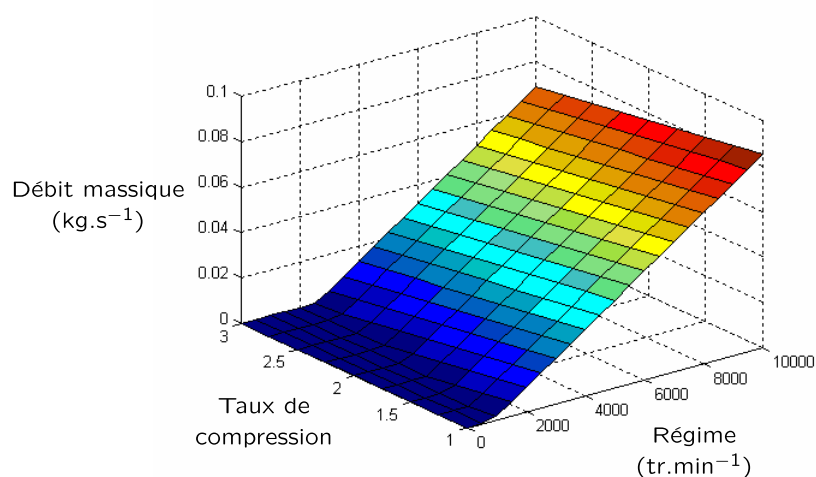


FIG. 1.28 – Cartographie 3D du compresseur OPCON réalisée sur le banc d'essai Supélec

Des études prospectives ont été menées sur le second étage de compression, constitué d'un turbocompresseur valorisant grâce à sa turbine les gaz d'échappement chauds issus du brûleur. Un refroidisseur d'air placé en série entre les deux étages de compression permet d'abaisser la température du flux et ainsi d'améliorer les performances du second étage de compression. Mais

les contraintes liées à l'application sont nombreuses et il est apparu difficile de répondre à toutes avec un même composant :

- les températures en entrée turbine sont relativement faibles ( $300^{\circ}\text{C}$  contre  $800^{\circ}\text{C}$  pour les turbocompresseurs usuels de moteurs thermiques). Cette spécification de  $300^{\circ}\text{C}$  résulte d'un compromis : une température élevée favorise le fonctionnement de la turbine, mais est énergétiquement coûteuse en carburant dans le brûleur ;
- le module de puissance est une perte de charge et non une source de débit-pression, contrairement au comportement des moteurs thermiques suralimentés ;
- les turbocompresseurs usuels sont régulés à l'aide d'une *waste-gate*<sup>19</sup> : or, toute la puissance du flux d'échappement doit ici être valorisée pour préserver le rendement ;
- la pression demandée en entrée turbine a une plage très étendue et un profil atypique : une turbine à géométrie variable doit être envisagée ;
- le système d'air pour pile à combustible doit être non lubrifié ;
- pour la commande du système d'air, il semble préférable d'avoir un turbocompresseur motorisé. Or, les turbocompresseurs tournent à des vitesses pouvant atteindre plus de 100 000 tours par minute, ce qui complique le développement du moteur.

Le turbocompresseur nécessaire à l'architecture présentée en figure 1.26 a été dimensionné (construction des cartographies du turbocompresseur respectant nos spécifications, cf. figure 1.29). La première figure représente le champ d'utilisation d'une roue de compresseur (rendement en fonction du débit massique et du taux de compression) : les deux courbes correspondent au profil souhaité (courbe noire) d'une part, au même profil obtenu par simulation (courbe verte) d'autre part. La roue du compresseur est donc bien adaptée et peut fournir le couple débit - taux de compression souhaité.

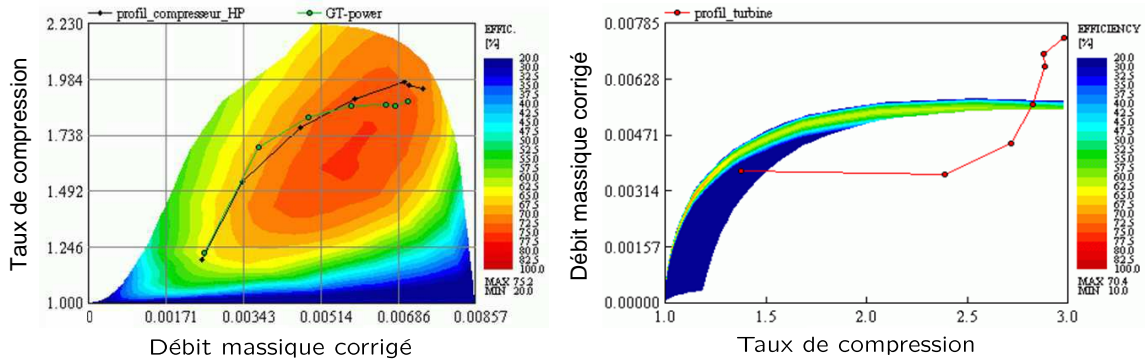


FIG. 1.29 – Cartographies d'un turbocompresseur à géométrie fixe

Il ressort en revanche de la seconde figure que le profil de pression imposé par le module de puissance en entrée de la turbine (courbe rouge) est très différent du champ d'utilisation d'une turbine à géométrie fixe : il faut donc adapter la turbine au point de fonctionnement voulu, et la turbine du turbocompresseur de technologie turbomachine (communément utilisée pour les moteurs thermiques) doit être à géométrie variable.

<sup>19</sup>Vanne qui dévie les gaz d'échappement de la turbine pour en réduire la vitesse et stabiliser la pression.

### 1.4 Conclusion

Ce chapitre a présenté une description globale d'un module de puissance pour un véhicule à pile à combustible avec reformage embarqué : structure, fonctionnement, dimensionnement et intégration. Une attention particulière a été portée au système d'alimentation en air et à sa consommation énergétique qui pénalise de manière significative le rendement global du système.

En effet, la problématique du système d'air pour un véhicule à pile à combustible est totalement différente de celle déjà connue pour les moteurs à combustion interne. Pour alimenter la pile en fluides et pour optimiser le rendement, le système d'alimentation en air doit fournir à tout instant un couple de consignes en débit et en pression au module de puissance avec des contraintes fortes pour la dynamique et la précision.

Ce double objectif devient encore plus sévère dans l'application du reformage embarqué, puisque le système d'air - réduit à une source de débit et un générateur de pression dans la ligne cathodique dans le cas de l'alimentation directe de l'anode en hydrogène - devient un circuit pneumatique très complexe, avec trois réacteurs à alimenter (reformeur, anode et cathode), et donc trois branches, le tout piloté par six actionneurs (cf. figure 1.26).

Du point de vue de la commande, outre le caractère non-linéaire et multivariable du système, il s'agit de tenir compte des forts couplages engendrés par le fonctionnement "haute pression" d'une part, les modifications simultanées des consignes de débit et de pression en réponse à un appel de puissance d'autre part, le tout en limitant la consommation des actionneurs.



Deuxième partie

Modélisation et analyse



## Chapitre 2

# Modélisation physique : méthodologie et outils théoriques

### 2.1 Introduction à la démarche de modélisation

#### 2.1.1 Choix de la modélisation physique

##### Objectifs de la modélisation

L'élaboration d'un modèle est une étape fondamentale d'un projet en Automatique, car elle assure la transition entre un objet "réel" non formalisé (procédé ou système), et un objet mathématique (modèle), support nécessaire pour l'analyse et la synthèse.

On attend du modèle qu'il permette de décrire et de prédire le comportement du système lorsque ce dernier est soumis à des influences externes. Que l'on travaille sur des lois physiques ou des règles de calcul empiriques d'une part, sur un modèle statique ou un système d'équations différentielles d'autre part, on doit pouvoir raisonner et calculer sur le modèle, et tirer des conclusions qui s'avèreront vraies pour le système. Il faut garder à l'esprit que le modèle est généralement une représentation imparfaite et incomplète de la réalité, soit par manque de connaissance de certains phénomènes, soit du fait d'une simplification délibérée répondant à des contraintes pratiques. "Un" modèle est donc le résultat de divers compromis entre les retombées espérées du modèle et les moyens nécessaires à son obtention (temps, moyens expérimentaux, capacités de calcul...).

Les objectifs de la modélisation conditionnent la spécification du modèle. On peut distinguer trois classes d'utilisation pour lesquelles le compromis à adopter est différent.

Dans le domaine des Sciences Physiques, la recherche du modèle le plus précis est une finalité en soi : le phénomène étudié est alors réduit à sa forme la plus élémentaire pour faciliter sa modélisation - même si l'incertitude liée au pouvoir de prédiction du modèle demeure quelle que soit sa précision - et pour faire apparaître les paramètres physiques directement. Il s'agit du *modèle de conception*, représentation physique souvent statique, qui sert de support au dimensionnement du système et de ses composants, et à l'optimisation sur un point de fonctionnement, et pour lequel les contraintes liées au temps de calcul comme à la disponibilité des mesures pour la validation sont faibles.



Dans le domaine des Sciences de l'Ingénieur, le modèle est avant tout un outil pour l'analyse et la simulation de systèmes complexes : la recherche du meilleur modèle possible doit alors être pondérée par le souci de recherche d'une complexité raisonnable tant au niveau de la modélisation elle-même qu'au niveau de son exploitation numérique. Dans ce contexte, le modèle le plus approprié est un résumé des caractéristiques principales du système physique, pertinentes vis-à-vis du problème posé. Il s'agit du *modèle de simulation*, représentation physique le plus souvent dynamique, qui permet de valider l'intérêt de différentes architectures du système, grâce à une exploitation intense d'une même configuration, rendue possible par la validité du modèle sur une large plage de fonctionnement et par sa bonne fiabilité de calcul.

Dans le cas particulier des modèles dédiés à l'Automatique, l'exigence de précision peut être relâchée, mais ce type de modèles doit tout de même donner les bonnes tendances en transitoire suite aux variations de paramètres. Alors qu'un modèle de simulation est toujours utile pour la compréhension du système, mais aussi pour la pré-validation des modèles réduits et des stratégies de commande, le *modèle de commande* doit être le support de l'analyse dynamique et de la synthèse du système de commande : il s'agit d'une représentation toujours dynamique qui présente une structure simple (état réduit) et adaptée (propriétés de commandabilité et d'observabilité) d'une part, une fiabilité numérique éprouvée et un temps de calcul réduit pour l'implémentation temps réel d'autre part. Il faut préciser que l'utilisation de modèles réduits implique la définition de couches de commande (haut niveau, bas niveau) et de supervision, ainsi que la définition des conditions de fonctionnement spécifiques (phase de démarrage, fonctionnement nominal).

Dans le cadre du développement d'un module de puissance pour véhicule à pile à combustible - de la phase de conception des composants à la supervision du système global, en passant par la commande des différents systèmes auxiliaires - les trois classes de modèles présentées précédemment doivent être couvertes par le travail de modélisation, la difficulté étant d'assurer la continuité entre ces différents niveaux de modélisation et de conserver la connaissance physique malgré des utilisations et des objectifs différents. En effet, il s'agit d'abord de valider la définition du système (architecture, dimensionnement, mode de fonctionnement) grâce à un modèle de conception, construit à partir de modèles souvent statiques (cartographie des pertes de charges du reformeur), mais aussi de modèles dynamiques localisés (modèle 0D<sup>1</sup> de la tension de cellule) et de modèles aux différences finies (modèle 3D de l'écoulement des gaz dans le *stack*).

Ce travail de modélisation pour la conception ne fait pas partie du cadre de la thèse, qui concerne l'étude du comportement dynamique du système d'air sur toute la plage de fonctionnement grâce à un modèle de simulation (modèle dynamique 1D au maximum), puis la mise en place des lois de commande appropriées grâce à un modèle de commande (modèle dynamique 0D). Néanmoins, une vision globale de l'activité de modélisation (cf. figure 2.1) et la prise en main des différentes classes de modèles sont essentielles pour la synthèse de lois de commande. D'un côté, le cahier des charges des stratégies et les paramètres des modèles de commande peuvent être enrichis grâce aux données fournies par les modèles de conception. De l'autre côté, les modèles de commande permettent de mettre en évidence l'impact des dynamiques sur le fonctionnement du système - dimensionné sur des points statiques - et donc d'améliorer les modèles de conception, l'objectif final étant l'optimisation des rendements - en stabilisé comme en transitoire.

---

<sup>1</sup>Modèle à "zéro dimension", c'est-à-dire sans dépendance spatiale, à opposer aux modèles 1D, 2D ou 3D.

## 2.1 Introduction à la démarche de modélisation

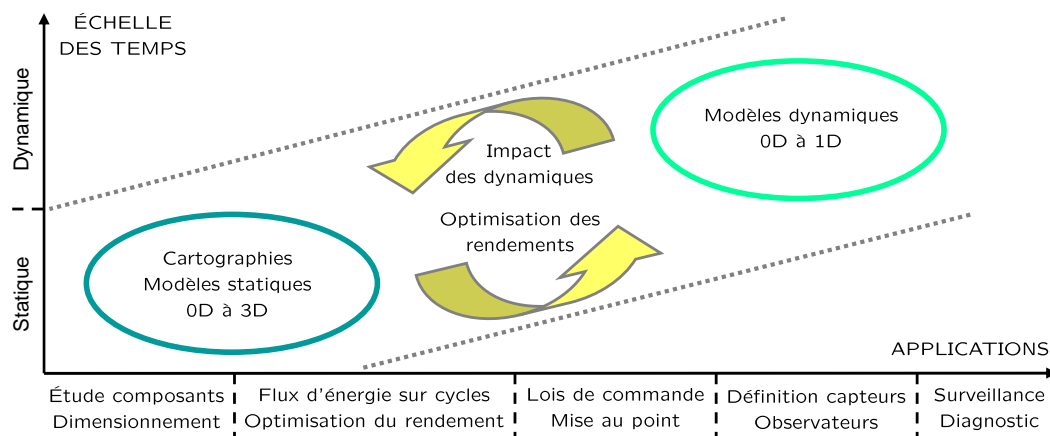


FIG. 2.1 – Activité de modélisation pour l'Automatique

### Choix du type de modèle

Il est classique de distinguer de nombreuses catégories de modèles : de connaissance/de comportement, statique/dynamique, continu/discret, déterministe/stochastique, à paramètres répartis/à paramètres localisés... Comme précisé précédemment, le choix du type de modèle, de sa structure et de sa complexité dépend des objectifs fixés : étude de phénomènes physiques, simulation, conception du contrôle, commande temps réel.

Tout d'abord, la modélisation peut être menée par le biais d'une analyse phénoménologique détaillée du système considéré, et de l'application de certaines lois fondamentales des disciplines scientifiques concernées décrivant le comportement de ses éléments constitutifs : on obtient alors un modèle de connaissance (ou modèle phénoménologique), aussi appelé modèle "boîte blanche". Dans un but plus pragmatique d'obtention d'un modèle de conduite, on peut se contenter d'une optique de représentation visant à reproduire correctement le comportement externe du système, sans connaissance *a priori* : on obtient alors un modèle de comportement (ou modèle de représentation), aussi appelé modèle "boîte noire". Une fois choisie une structure adéquate de modèle de comportement, il faut estimer les valeurs numériques des différents paramètres intervenant dans cette structure. Cette construction de modèles à partir de données expérimentales est très importante en Automatique : il s'agit de l'identification. Mais l'estimation des paramètres est un problème qui se pose également dans la modélisation de connaissance au niveau de la détermination de certains paramètres inconnus intervenant dans les équations phénoménologiques.

En général, les modèles de comportement sont de faible complexité (linéaires, bilinéaires) et réalisent une interpolation sur le domaine expérimental exploré, alors que les modèles de connaissance possèdent une certaine valeur prédictive et sont en principe aptes à représenter le système sur un domaine plus étendu. En contrepartie, les modèles de connaissance sont souvent plus complexes (non-linéaires), ce qui conduit à l'élaboration de modèles simplifiés qui contiennent une part plus ou moins importante de l'information initiale et qui doivent éventuellement être adaptés au vu de leur comportement.

Cette constatation étant faite, la distinction entre modèle de connaissance et modèle de comportement devient plus un point de repère méthodologique qu'une réelle classification entre deux catégories de modèles : en effet, il est rare que tous les paramètres décrivant les phénomènes

modélisés soient connus exactement ; la représentativité d'un modèle de connaissance peut être qualitativement correcte, mais nécessiter une adaptation à l'aide de données expérimentales. Le modèle résultant relève alors des deux classes précédentes, et est appelé modèle "boîte grise".

C'est l'approche retenue pour développer le modèle du système d'alimentation en air considéré, modèle qui - dans l'optique de la synthèse de lois de commande performantes et robustes - doit satisfaire le compromis entre une bonne représentativité et une relative simplicité structurelle. Le choix est donc fait de développer des modèles déterministes, dynamiques et continus avec une approche "physique", c'est-à-dire des modèles dont les équations dynamiques sont directement issues des lois de la Physique mais sont aussi enrichies par des paramètres pertinents estimés à partir de données expérimentales.

### 2.1.2 Démarche adoptée pour la modélisation pneumatique

La modélisation dynamique et la commande d'un système d'alimentation en air pour le véhicule à pile à combustible étudié restent compliquées à mettre en place car d'une part, l'architecture du système n'est pas complètement figée à ce stade du projet, d'autre part, le système est multivariable, fortement non-linéaire, couplé et perturbé, et enfin peu de travaux traitent de ce problème dans la littérature.

Pour ces raisons, une démarche complète et structurée de modélisation "physique" a été intégrée au processus de synthèse de lois de commande. Dans cette optique, il est essentiel que la démarche de développement d'un modèle fasse clairement apparaître :

- le positionnement du modèle développé vis-à-vis des modèles existants ;
- la description des hypothèses explicites et implicites au modèle ;
- le domaine de validité résultant de ces hypothèses et des méthodes de résolution utilisées ;
- la liste des validations expérimentales et/ou comparaisons entre modèles qui ont été effectuées pour valider le modèle.

### Processus de modélisation

En Automatique, le modèle mathématique d'un système dynamique est défini comme un ensemble d'équations qui représentent le comportement dynamique du système avec la précision souhaitée. Le processus de modélisation consiste premièrement en la définition du système et l'identification de ses composants élémentaires. Le modèle mathématique idéal est obtenu en écrivant les lois physiques régissant le comportement du système. Quelle que soit la nature physique du système à étudier, cette étape résulte en l'écriture des équations différentielles et algébriques (linéaires, non-linéaires, à coefficients constants ou variant dans le temps) qui forment l'expression mathématique du comportement théorique du système. Un certain nombre d'hypothèses de travail sont alors formulées, définissant la classe des modèles utilisés. La complexité du modèle résultant va conditionner le choix des méthodes d'analyse et de synthèse qu'il sera possible de lui appliquer pour aboutir à un modèle particulièrement dédié à la synthèse de lois de commande. Il est donc très important d'établir un bon compromis entre la précision du modèle et sa complexité.

Pour atteindre ces objectifs, la démarche de modélisation est abordée ici sous l'aspect phénoménologique à travers deux approches complémentaires, ayant en commun l'analyse de phé-

nomènes physiques caractérisant le fonctionnement de systèmes dynamiques. A la première approche qui reprend la modélisation de connaissance classique par l'intermédiaire de l'écriture des bilans infinitésimaux de quantités conservatrices vient se coupler une approche par "bond-graphs" (graphes à liens, cf. Annexe A et [14]). Celle-ci permet de caractériser les phénomènes d'échange, c'est-à-dire les flux de puissance au sein d'un système dynamique, par l'intermédiaire d'un "langage" unique, indépendant de la nature des phénomènes mis en jeu. Cette représentation graphique assure automatiquement la satisfaction du principe de conservation de l'énergie et de la continuité de la puissance ; son principe de causalité se révèle très utile pour construire un modèle mathématique pour la simulation, en mettant en évidence les problèmes numériques (équations implicites, boucles algébriques...) et aussi pour analyser les propriétés structurelles du modèle. En outre, l'approche multi-port et l'outil bond-graph ont permis de structurer les modèles du système d'air et d'assurer la compatibilité de ces derniers avec le reste des modèles du module de puissance (quel que soit le domaine de la physique considéré).

### Étapes de modélisation et méthodologie couplée

Afin d'obtenir un modèle dynamique, modulaire et représentatif du système d'air réel, de mieux appréhender son comportement en transitoire, de remonter aux paramètres physiques des phénomènes mis en jeu, mais aussi de tester différentes configurations et de choisir la technologie ou l'architecture optimale, la démarche de modélisation "physique" appliquée au domaine de la pneumatique a été effectuée en trois grandes étapes (cf. figure 2.2).

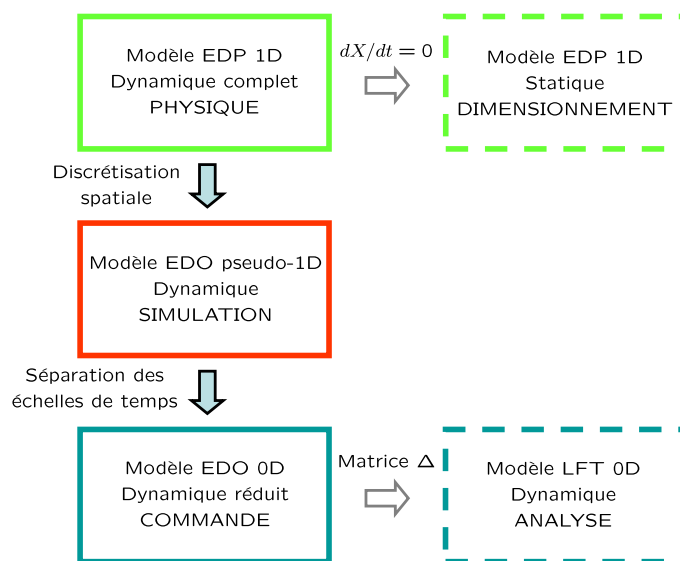


FIG. 2.2 – Étapes de la modélisation "physique" du système d'alimentation en air

Dans un premier temps, il s'agit de développer une bibliothèque de modèles mathématiques appropriés : des modèles dynamiques, détaillés et très représentatifs des phénomènes pneumatiques observés sur banc (modèles 1D issus d'EDP<sup>2</sup>). L'objectif est de reproduire en simulation le comportement du système d'air global mais aussi d'utiliser le modèle correctement identifié pour la calibration et la validation (toujours en simulation) des modèles réduits et des lois de commande.

<sup>2</sup>Équations aux Dérivées Partielles.

Dans un second temps, sur la base des connaissances physiques acquises précédemment, il s'agit de réfléchir aux simplifications et hypothèses applicables dans le cas considéré. Le compromis à trouver doit permettre de réduire la complexité du modèle de simulation tout en conservant une bonne représentativité du comportement dynamique du système et une précision suffisante (modèle pseudo-1D<sup>3</sup> à base d'EDO<sup>4</sup>). Une réduction du modèle précédent - par séparation des échelles de temps par exemple - doit permettre dans une troisième étape d'aboutir au modèle de commande (modèle 0D, fiable mais au nombre d'états limité), à partir duquel pourra être déduit mathématiquement un modèle d'analyse (modèle LFT<sup>5</sup> pour l'analyse de robustesse par exemple).

Dans le domaine thermo-pneumatique, le niveau de précision des modèles dépend du choix de modélisation (0D, pseudo-1D, 1D, etc.) pour les écoulements dans les conduits d'une part, du détail de modélisation des pertes d'énergie (pertes thermiques et pertes de charge) d'autre part. Comme support à cette démarche, des logiciels de simulation adaptés (CFD<sup>6</sup>) ont permis de guider les choix de modélisation et de vérifier la cohérence des étapes successives de la modélisation (cf. figure 2.3 et [15]). Ainsi, pour la modélisation des phénomènes pneumatiques dans les conduits, le gain en précision apporté par une approche "à paramètres répartis" ("pseudo-1D") par rapport à une approche "à paramètres localisés" ("0D") va être évalué.

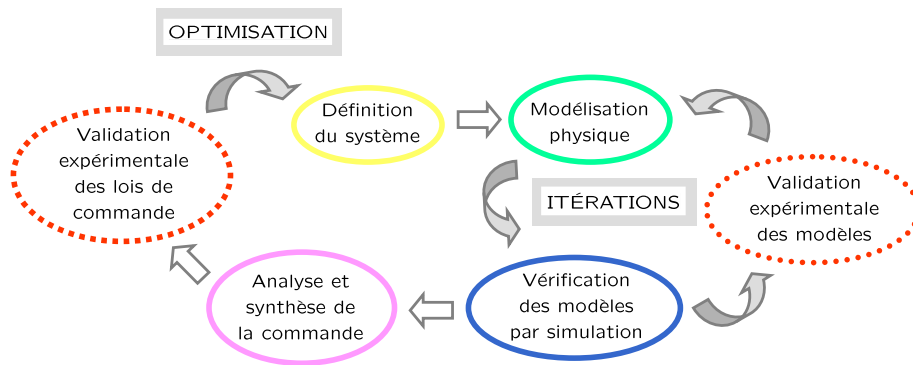


FIG. 2.3 – Méthodologie de simulation couplée et processus d'Automatique

### Domaine physique des modèles développés

Le fluide considéré dans cette étude sera exclusivement de l'air sec et la modélisation concernera uniquement les phénomènes thermo-pneumatiques mis en jeu dans le système d'air présenté sur la figure 1.26 : les composants purement pneumatiques (conduites, volumes, restrictions, actionneurs) pourront être validés grâce au moyen d'essai mis en place à Supélec ; aucun circuit de refroidissement ou d'humidification ne devant être couplé au système d'air, les composants liés à la thermique (échangeurs, condenseurs) ne seront étudiés que du point de vue pneumatique (volumes, pertes de charge).

En outre, ce chapitre de modélisation n'inclut pas de modèle de *stack* ni de reformeur, puisque les réacteurs du module de puissance ont fait l'objet de travaux de thèse spécifiques chez Renault (cf. [16]) et ne seront donc pas intégrés au banc d'essai.

<sup>3</sup>Modèle 0D discrétisé spatialement.

<sup>4</sup>Équations aux Dérivées Ordinaires.

<sup>5</sup>*Linear Fractional Transformation*.

<sup>6</sup>*Computational Fluid Dynamics*.

## 2.1 Introduction à la démarche de modélisation

D'un point de vue théorique, l'air sera considéré comme un gaz parfait. Or, la dynamique des fluides parfaits, c'est-à-dire non visqueux et non conducteurs de la chaleur, est une extension de la thermodynamique en équilibre aux fluides en mouvement. Les résultats de la thermodynamique peuvent être transposés presque directement à l'écoulement du fluide parfait. Il faut par contre considérer l'énergie cinétique du fluide en plus de l'énergie interne qu'il possède au repos.

### 2.1.3 Revue de modèles de systèmes d'air dans la littérature

La plupart des travaux sur le système d'alimentation en air d'un véhicule à pile à combustible trouvés dans la littérature portent sur l'application "hydrogène direct" : dans ce cas, le système d'air est réduit à une branche alimentant directement la cathode en oxygène - avec éventuellement une vanne de régulation de la pression en sortie. Ainsi, la problématique liée à la commande du système d'air se limite au choix du système de compression (avec ou sans turbine), à l'optimisation de la consommation de ce dernier, et à la comparaison des modes de fonctionnement possibles (basse pression ou haute pression). Les travaux de recherche portent également de plus en plus sur la mise en place d'une méthode de modélisation structurée en vue de la commande.

Or, ces thèmes sont d'autant plus critiques dans l'application du "reformage embarqué" qui nous intéresse. En effet, il s'agit ici de mettre en évidence l'influence du système d'air - avec trois branches et six actionneurs - sur les performances statiques et dynamiques du *stack* et donc sur le rendement global du module de puissance.

### Travaux sur la modélisation du système d'air pour la commande

L'équipe du "Department of Mechanical Engineering" de l'Université du Michigan, composée de A.G. Stefanopoulou, J.T. Pukrushpan et H. Peng, a mené de nombreux travaux sur la modélisation et la commande de systèmes à pile à combustible pour l'automobile. En ce qui concerne le système d'air (dans le cas de l'alimentation de la pile en hydrogène direct), les recherches portent sur la modélisation dans une optique de commande, d'optimisation des performances en transitoire et de réduction de la consommation énergétique.

Dans [17] et [18] est présenté le modèle du système d'air utilisé pour la commande : il est réduit à un compresseur motorisé et un collecteur d'admission (*supply manifold*) en amont de la cathode, un collecteur d'échappement (*return manifold*) en aval :

$$\begin{aligned} J_{cp} \frac{d\omega_{cp}}{dt} &= \tau_{cm} - \tau_{cp} \\ \frac{dm_{sm}}{dt} &= Q_{cp} - Q_{sm}^{OUT} \\ \frac{dP_{sm}}{dt} &= \frac{\gamma R}{V_{sm}} (Q_{cp} T_{cp} - Q_{ca}^{IN} T_{sm}) \\ \frac{dP_{rm}}{dt} &= \frac{RT_{rm}}{V_{rm}} (Q_{ca}^{OUT} - Q_{rm}^{OUT}) \end{aligned}$$

avec  $J_{cp}$ ,  $\omega_{cp}$ ,  $\tau_{cp}$ ,  $Q_{cp}$  et  $T_{cp}$  respectivement l'inertie, le régime, le couple requis, le débit massique et la température liés au compresseur,  $\tau_{cm}$  le couple fourni par le moteur du compresseur,  $m_{sm}$ ,  $P_{sm}$ ,  $T_{sm}$ ,  $Q_{sm}^{OUT}$  et  $V_{sm}$  la masse, la pression, la température, le débit massique et le volume liés au collecteur d'admission,  $P_{rm}$ ,  $T_{rm}$ ,  $Q_{rm}^{OUT}$  et  $V_{rm}$  la pression, la température, le débit massique et le volume liés au collecteur d'échappement,  $Q_{ca}^{IN}$  et  $Q_{ca}^{OUT}$  les débits massiques entrant et sortant de la cathode.

Les équations dynamiques sont donc issues des lois de conservation classiques. Le point intéressant concerne la modélisation du compresseur, dont la cartographie donnant le débit massique  $Q_{cp}$  en fonction du taux de compression  $P_{sm}/P_{atmo}$  et du régime  $\omega_{cp}$  est correctement approximée à l'aide des courbes non-linéaires de Jensen and Kristensen (cf. [19]).

En outre, l'étude comparative entre fonctionnement à basse pression et haute pression détaillée dans [20] conclut que le fonctionnement à haute pression améliore les performances dynamiques tout en augmentant les couplages entre les différentes variables internes, mais aussi la consommation du groupe de compression.

Des travaux similaires - axés sur l'optimisation du rendement du système par l'amélioration de la commande du groupe de compression - sont menés par l'Université de l'Ohio, au sein du "Center for Automotive Research" (CAR), avec D. Boettner, G. Paganelli, Y.G. Guezennec, G. Rizzoni et M.J. Moran (cf. [12], [21]). Le centre de recherche CAR travaille en collaboration avec le "Measurement and Control Laboratory" (P. Rodatz, L. Guzzela) du "Swiss Federal Institute of Technology" (ETH) sur la problématique de la commande du système d'air et de la synthèse de lois de commande basées sur les modèles (cf. [13], [22]).

### Travaux sur le groupe de compression du système d'air

L'équipe "Fuel Cell Vehicle Modeling Program" (Institute of Transportation Studies) de l'Université de Californie, composée de J.M. Cunningham, M.A. Hoffman, D.J. Friedman et A.R. Eggert, s'est concentrée sur la problématique de modélisation engendrée par la complexité du système d'air dans un véhicule à pile à combustible et sur le choix de la configuration optimale (cf. [23]). Les travaux portent plus précisément sur la comparaison de systèmes d'air avec ou sans turbine (cf. [24]) et sur les fonctionnements à basse ou haute pression qui en découlent (cf. [25]). L'accent est mis sur le choix de la structure du système permettant de maximiser les performances d'une configuration par rapport à une autre (cf. [26]), mais la modélisation physique des phénomènes pneumatiques dans le circuit d'air n'est pas abordée.

Le laboratoire de recherche en "Électronique, Électrotechnique et Systèmes" de l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, avec M. Tekin, D.Hissel, M.C. Péra et J.M. Kauffmann, a cherché à développer des modèles (analytiques ou neuronaux) des différentes technologies de compresseurs utilisés pour un système "pile à combustible", dans une optique d'optimisation énergétique (cf. [27]). Pour ce type d'étude, la dynamique du système d'air se limite donc à celle du groupe de compression, qui peut aussi être directement identifiée sur banc d'essai (travaux de J.P. Bird et de G.W. Kulp de *Virginia Polytechnic Institute and State University*, cf. [28], [29]).

### Bilan de l'étude bibliographique pour la modélisation

Il apparaît clairement dans la littérature que la communauté scientifique travaillant sur les systèmes à pile à combustible pour l'automobile porte un effort croissant sur les régimes transitoires, les stratégies de commande et l'intégration. Les problématiques liées au choix et au dimensionnement, mais aussi à la modélisation et à la commande du groupe de compression sont omniprésentes. La recherche des performances en dynamique et de l'optimisation du rendement motive notamment le développement de modèles dédiés à la commande et à l'analyse.

Si l'on tient compte de la complexification de ces différents axes de recherche avec l'implantation d'un reformeur au sein d'un système "pile à combustible", il apparaît que les dynamiques supplémentaires et les couplages apportés par un système d'air multi-branches et multi-actionneurs ne sont plus négligeables pour la synthèse de la commande. En fait, le cahier des charges imposé au système d'air d'un véhicule à pile à combustible avec reformeur embarqué se rapproche davantage des nouvelles contraintes qui apparaissent dans le domaine de la commande des moteurs à combustion interne (liées à la dépollution des moteurs Diesel et à l'intégration des systèmes EGR<sup>7</sup> en particulier, cf. [30]), voire même des problématiques rencontrées dans la commande des systèmes de refroidissement (cf. [31]).

Ainsi, la non-linéarité et les couplages inhérents aux phénomènes acoustiques dans les fluides compressibles, ajoutés à la complexité et au rôle stratégique du système d'air considéré, justifient la mise en place de la démarche complète de modélisation pour la commande présentée dans le paragraphe précédent (*model-based design*), et l'étude de stratégies de commande évoluées (dans un cadre multivariable par exemple).

## 2.2 Modélisation des conduits pneumatiques

### 2.2.1 Rappels théoriques

Afin de simplifier l'analyse et d'identifier séparément les phénomènes physiques élémentaires qui interviennent dans le système d'air, nous considérons des flux homogènes, monophasiques, compressibles et à une dimension, et nous distinguons les sous-fonctions suivantes :

- le transfert de l'énergie mécanique au fluide,
- le transport de l'énergie des fluides à travers des conduites,
- les pertes d'énergie liées à la friction, aux pertes de charge dans les géométries complexes ou aux échanges thermiques,
- le stockage de l'énergie du fluide,
- le contrôle de l'énergie du fluide à travers des orifices à section variable.

### Propriétés du fluide considéré

Le fluide étudié - dont les propriétés sont détaillées en Annexe B - est de l'air que l'on va considérer comme un gaz compressible et parfait, de coefficient isentropique  $\gamma$  constant.

Nous supposons donc que les modèles développés dans ce chapitre ne seront pas affectés par la variation du coefficient isentropique  $\gamma$  en fonction de l'espèce gazeuse considérée. En effet, à terme, le système d'air ne sera pas traversé que par de l'air : reformat (riche en hydrogène) dans la branche anodique (en aval du reformeur), gaz d'échappement (mélange de reformat appauvri en hydrogène et d'air appauvri en oxygène) en aval du *stack* et en amont du brûleur.

### Modèle de mouvement du fluide

Pour modéliser l'écoulement compressible d'un fluide supposé parfait dans un conduit, les équations du modèle d'Euler - démontrées en Annexe B - sont réécrites en considérant un écou-

---

<sup>7</sup>*Exhaust Gas Recirculation* : système de recirculation des gaz d'échappement dans le collecteur d'admission pour diminuer la production des oxydes d'azote dans les moteurs Diesel.



lement unidimensionnel, et en négligeant les frottements et les pertes aux parois :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho v \left( \frac{P}{\rho} + u + \frac{v^2}{2} \right)}{\partial x} = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial (P + \rho v^2)}{\partial x} = 0 \quad (2.3)$$

avec  $\rho$  la masse volumique du fluide,  $v$  la vitesse de l'écoulement,  $e$  et  $u$  les énergies totale et interne du fluide,  $P$  la pression statique.

On peut encore écrire le modèle d'Euler sous forme vectorielle :

$$\frac{\partial \mathcal{X}}{\partial t} + \frac{\partial F(\mathcal{X})}{\partial x} = 0 \quad (2.4)$$

avec :

$$\mathcal{X} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho e \\ \rho v \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad F(\mathcal{X}) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho v \left( \frac{P}{\rho} + u + \frac{v^2}{2} \right) \\ P + \rho v^2 \end{pmatrix}$$

Il faut préciser que les frottements et les pertes aux parois sont négligés dans un premier temps pour simplifier la résolution des équations précédentes. Dans un second temps, des modèles de pertes de charge et d'échanges thermiques seront intégrés au modèle complet de conduite en respectant la topologie bond-graph (cf. Annexe A).

### 2.2.2 Modèle d'acoustique non-linéaire

#### Schéma bond-graph du modèle de conduite

Dans le cadre de la théorie de l'acoustique non-linéaire<sup>8</sup>, nous résolvons simultanément les équations de continuité, d'énergie et du moment (équations de Navier-Stokes) - simplifiées pour obtenir les équations d'Euler monodimensionnelles présentées ci-dessus - qui tiennent compte respectivement :

- du comportement dynamique du gaz dans chaque volume (conservation de masse),
- de l'effet des variations de pression et de température (conservation d'énergie),
- de la transmission du flux et des pertes de charge (conservation de quantité de mouvement).

Notre démarche consiste alors à appliquer une discrétisation spatiale de ces EDP (Équations aux Dérivées Partielles) pour obtenir un modèle élémentaire basé sur des EDO (Équations aux Dérivées Ordinaires). Pour cela, on définit un volume de contrôle<sup>9</sup>  $V$  de longueur  $L$  et de section  $S$ , dont on va exprimer le modèle dynamique discrétisé en fonction des grandeurs caractéristiques du fluide ( $P$ ,  $T$ ,  $v$ ,  $Q$ ,  $h$ ) en entrée et en sortie (cf. figure 2.4).

<sup>8</sup>"Acoustique" car cette théorie tient compte de la propagation des ondes de pression liées à un changement brusque du régime d'écoulement, "non-linéaire" car la température n'est pas supposée constante.

<sup>9</sup>Volume élémentaire d'intégration pour la formulation des équations différentielles de conservation.

## 2.2 Modélisation des conduits pneumatiques

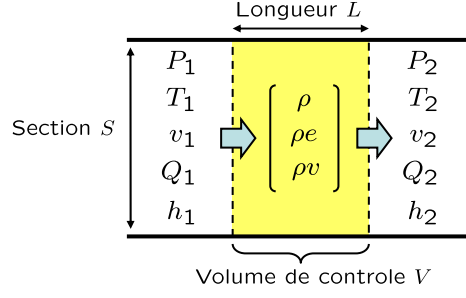


FIG. 2.4 – Volume de contrôle, variables d'état et variables d'entrée/sortie

On rappelle les définitions de la masse volumique :  $\rho = m/V$ , de la quantité de mouvement :  $\rho v = Q/S$  et de l'enthalpie :  $h = u + P/\rho$ , et on reformule les équations d'Euler :

- l'équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0$$

s'écrit sous forme discrétisée :

$$\frac{dm}{dt} = Q_1 - Q_2 \quad (2.5)$$

- l'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} = - \frac{\partial \rho v \left( u + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right)}{\partial x} = - \frac{\partial \rho v \left( h + \frac{v^2}{2} \right)}{\partial x}$$

s'écrit sous forme discrétisée :

$$\frac{dme}{dt} = Q_1 \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) - Q_2 \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \quad (2.6)$$

- l'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial (P + \rho v^2)}{\partial x} = 0$$

s'écrit sous forme discrétisée :

$$\frac{dmv}{dt} = S_1 (P_1 + \rho_1 v_1^2) - S_2 (P_2 + \rho_2 v_2^2) \quad (2.7)$$

On réécrit ensuite les équations en intégrant les hypothèses suivantes :

- on suppose que la température du fluide n'est pas constante, et que les enthalpies en amont et en aval du volume de contrôle sont différentes :  $h_1 = C_P T_1$  et  $h_2 = C_P T_2$  ;
- on considère une conduite avec une section constante :  $S_1 = S_2 = S$  ;
- on suppose que les grandeurs  $(P, T)$  à l'intérieur du volume de contrôle sont égales aux grandeurs de sortie :  $P = P_2$  et  $T = T_2$  ;
- on néglige l'énergie cinétique massique  $e_c = v^2/2$  devant l'énergie interne massique  $u$  dans l'énergie massique totale  $(e = u + e_c)$  d'une part, devant l'enthalpie  $h$  d'autre part ;
- on néglige le moment convecté  $\rho v^2$  (ou pression dynamique) devant la pression statique  $P$ .

Les équations d'Euler discrétisées deviennent finalement :

$$\frac{dm}{dt} = Q_1 - Q_2 \quad (2.8)$$

$$\frac{dm u}{dt} = Q_1 C_P T_1 - Q_2 C_P T_2 \quad (2.9)$$

$$\frac{dm v}{dt} = S (P_1 - P_2) \quad (2.10)$$

### Résolution des équations d'Euler discrétisées

Les trois équations (2.8) à (2.10) de conservation vont être associées à des éléments de la typologie bond-graph ([R]-[C]-[I], cf. Annexe A) qui permettront leur intégration. En bond-graph<sup>10</sup>, l'élément [C] est un intégrateur de flux qui renvoie l'effort associé à ce flux, l'élément [I], lui, intègre les efforts pour renvoyer le flux associé à ces efforts. Dans le cas des écoulements, l'élément [R] va être utilisé pour représenter les pertes modélisées par la suite.

Comme le montre la figure 2.5, les entrées du modèle sont données par les volumes de contrôle amont et aval :  $P_1$  et  $T_1$  par l'élément capacitif en amont,  $Q_2$  et  $Q_2 h_2$  par l'élément inertiel en aval. Les sorties du modèles sont la pression  $P_2$  et la température  $T_2$  dans le volume de contrôle considéré d'une part, les débits massique  $Q_1$  et enthalpique  $Q_1 h_1$  le traversant d'autre part. Détaillons à présent le schéma de calcul suivant la topologie bond-graph.

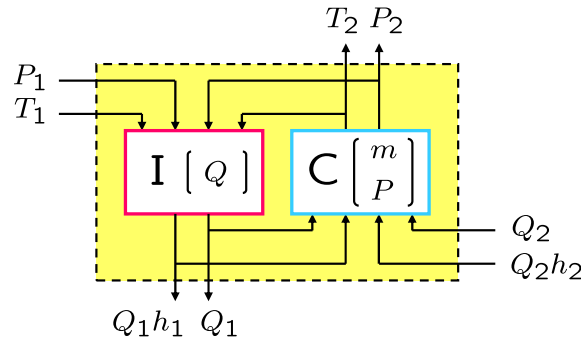


FIG. 2.5 – Composantes capacitive et inertielle des équations d'Euler

- L'équation de quantité de mouvement (2.10) est associée à un élément inertiel [I] car elle intègre des efforts (pressions statiques  $P$ ) pour calculer un flux (débit massique  $Q$ ) :

$$mv = S \int (P_1 - P_2) dt$$

Soit, en introduisant les définitions du débit massique  $Q = mv/L$  et de l'inertie fluidique :  $\mathcal{I} = L/S$  :

$$Q_1 = \frac{\int (P_1 - P_2) dt}{\mathcal{I}}$$

<sup>10</sup>Il faut préciser que nous nous plaçons dans le formalisme du "pseudo bond-graph" en respectant toutes les règles fondamentales du bond-graph, sauf le principe de transmission de puissance. En effet, en "vrai bond-graph", on a : "effort \* flux = puissance", soit  $P * Q_v = \mathcal{P}$ , alors qu'en "pseudo bond-graph" :  $P * Q \neq \mathcal{P}$ .

- Pour ajouter la dimension thermique au modèle bond-graph, l'élément [I] va également imposer - à partir de la température  $T$  (effort) dans chaque volume de contrôle - le débit enthalpique  $Qh$  (flux) entre deux volumes successifs :

$$Q_1 h_1 = Q_1 C_P T_1 = \frac{\int (P_1 - P_2) dt}{\mathcal{I}} C_P T_1$$

- Les équations de conservation de masse (2.8) et d'énergie (2.9) sont associées à l'élément capacitif [C] car toutes les deux intègrent des flux (débit de masse  $Q$  ou d'enthalpie  $Qh$ ) :

$$\begin{aligned} m &= \int (Q_1 - Q_2) dt \\ mu &= \int (Q_1 C_P T_1 - Q_2 C_P T_2) dt \end{aligned}$$

- Les pression et température dans le volume de contrôle vont être calculées en fonction de la masse  $m$  et de l'énergie interne massique  $u$  à partir de l'intégrale des flux dans l'élément [C] et de la loi des gaz parfaits :

$$\begin{aligned} P &= \frac{mrT}{V} = \frac{mru}{VC_V} = \frac{\gamma - 1}{V} mu \\ T &= \frac{u}{C_V} = \frac{(\gamma - 1)u}{r} \end{aligned}$$

Finalement, les variables d'état pour modéliser l'acoustique non-linéaire dans une conduite sont la masse, l'énergie interne et la quantité de mouvement contenues dans les volumes de contrôle. Les efforts associés sont la pression et la température, qui permettent de calculer les débits de masse et d'enthalpie.

### Approches "0D" et "pseudo-1D"

La modélisation en dynamique des fluides compressibles fait appel habituellement à la simulation numérique (CFD<sup>11</sup>) pour la résolution d'équations aux dérivées partielles de type Euler (modèles à 1, 2 ou 3 dimensions). Cependant, la conception de lois de commande nécessite la mise en place de modèles d'analyse réduits et bien conditionnés, qui peuvent être obtenus au travers d'une approche analytique simplifiée (modèles à constantes *localisées* ou *réparties*).

Partant du modèle général décrit précédemment - qui calcule un vecteur d'état pour chaque volume de contrôle - on peut discrétiser un système pneumatique selon deux méthodes :

- on peut considérer l'approche purement "0D" (modèle à constantes localisées) : on calcule une pression et une température pour chaque macro-composant (conduites, réservoirs...) avec un élément capacitif, et on remplace l'élément inertiel par des connexions (modèles statiques d'orifices ou de vannes...) qui calculent le flux entre deux éléments capacitifs successifs ;
- on peut aussi appliquer l'approche "pseudo-1D" (modèle à constantes réparties) : il s'agit alors de discrétiser chaque conduite en plusieurs volumes élémentaires, et de calculer dynamiquement la transmission du flux par l'équation de quantité de mouvement.

---

<sup>11</sup> *Computational Fluid Dynamics.*

La discrétisation grossière des modèles "0D" peut sembler restrictive, mais elle autorise des temps de simulation réduits et est bien adaptée à la synthèse de lois de commande. A l'inverse, les modèles "pseudo-1D" fournissent une meilleure précision : ils prennent en compte l'acoustique (ondes de pression) et l'inertie des gaz, au détriment du temps de calcul.

### 2.2.3 Modèle de perte de charge

#### Pertes de charge linéaires

Les pertes de charge linéaires (ou régulières)  $\Delta P_l$  peuvent être calculées en introduisant un coefficient  $\xi_l$  lié à la friction sur les parois du conduit :

$$\Delta P_l = \frac{\rho \xi_l v^2}{2}$$

avec :

$$\xi_l = \frac{\kappa_P(Re, \epsilon_r)L}{D}$$

où  $\kappa_P$  est un coefficient de pertes de charge sans dimension tenant compte du nombre de Reynolds  $Re$  et de la rugosité réduite de la paroi  $\epsilon_r = \epsilon/D$  ;  $D$  et  $L$  sont le diamètre et la longueur de la conduite,  $\rho$  et  $v$  la masse volumique et la vitesse moyenne du fluide.

On observe que la perte de charge linéaire dépend des éléments suivants :

- la perte de charge est directement proportionnelle à la longueur de la conduite ;
- quand le diamètre diminue, la perte de charge augmente sensiblement avec les frottements ;
- plus le débit augmente, plus les forces de frottement et donc la perte de charge associée augmentent pour un diamètre identique.

En outre, la variation du coefficient de pertes de charge  $\kappa_P$  - coefficient identifié par les essais de Nikuradse (cf. [32]) - pour des conduits à rugosité homogène, montre l'existence de trois régimes d'écoulement principaux (cf. [33]) :

- le régime laminaire se produit aux faibles valeurs du nombre de Reynolds ( $Re < 2000$ ) et se caractérise par le fait que la rugosité n'a aucune influence sur le coefficient de perte de charge, donné dans ce cas par la loi de Hagen-Poiseuille :

$$\kappa_P = \frac{64}{Re}$$

- le régime de transition comprend trois portions : la zone intermédiaire ou critique ( $2000 < Re < 4000$ ) où le coefficient de perte de charge croît rapidement avec  $Re$  et indépendamment de la rugosité, la zone où le coefficient de perte de charge coïncide avec la relation de Blasius pour des conduites "lisses" :

$$\kappa_P = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

et la zone où le coefficient de perte de charge augmente avec la rugosité.

- le régime quadratique pour lequel le coefficient de perte de charge devient indépendant du nombre de Reynolds et reste constant pour chaque viscosité.

a) Régime laminaire :

En régime laminaire, on peut négliger la rugosité des parois, d'où :

$$\Delta P_l = \frac{64}{Re} \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}$$

En explicitant le nombre de Reynolds et en considérant le gaz comme parfait, on met ainsi en évidence la dépendance des pertes de charge linéaires avec le débit massique et la pression :

$$\Delta P_l = 32 \frac{\mu L}{D^2} v = 32 \frac{\mu L}{D^2 S} \frac{Q}{\rho} = 32 \frac{\mu L}{D^2 S} \frac{rTQ}{P} \quad (2.11)$$

b) Régime turbulent :

En régime turbulent, le coefficient de pertes de charge  $\kappa_P$  est donné sous forme d'abaque : le plus utilisé est celui de Moody (cf. [34]), qui donne  $\kappa_P$  en fonction de  $Re$  et qui est paramétré en rugosité relative. Une corrélation traduisant cet abaque existe également :

$$\frac{1}{\sqrt{\kappa_P}} = -2 \log \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\kappa_P}} + \frac{\epsilon_r}{3,71} \right)$$

Cette expression étant explicite en  $\kappa_P$ , il est possible de procéder par approximations successives et d'aboutir à la corrélation de Blasius qui donne, pour  $Re > 2000$  :

$$\kappa_P = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

L'équation donnant les pertes de charge linéaires dans le cas turbulent devient alors :

$$\Delta P_l = 0,3164 \frac{L}{D} \left( \frac{\mu}{\rho D v} \right)^{0,25} \frac{\rho v^2}{2} = 0,3164 \mu^{0,25} \frac{\rho^{0,75} v^{1,75} L}{2 D^{1,25}}$$

En faisant apparaître le débit massique et la pression, on obtient :

$$\Delta P_l = 0,3164 \mu^{0,25} \frac{Q^{1,75} L}{2 D^{1,25} \rho S^{1,75}} = 0,3164 \mu^{0,25} \frac{rT L}{2 D^{1,25} S^{1,75}} \frac{Q^{1,75}}{P} \quad (2.12)$$

### Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières peuvent être calculées en introduisant un coefficient de pertes de charge  $\xi_s$ , lié aux restrictions, élargissements, coudes et autres sections irrégulières, et obtenu de manière empirique (corrélations ou abaques établis pour des écoulements hydrauliques incompressibles, cf. [35]) :

$$\Delta P_s = \frac{\rho \xi_s v^2}{2} = \xi_s \frac{rT}{2S^2} \frac{Q^2}{P} \quad (2.13)$$

Par exemple, dans un coude d'angle de courbure  $\alpha$  (exprimé en degrés), et de rayon de courbure  $R_c$ , le coefficient  $\xi_s$  est donné par la corrélation :

$$\xi_s^{coub} = \frac{\alpha}{90} \left[ 0,13 + 1,85 \left( \frac{D}{2R_c} \right)^{3,5} \right]$$

Pour une expansion ou une contraction brusque de conduit circulaire (passage d'une section  $S_1$  à une section  $S_2$ , avec  $S_1 < S_2$  pour une expansion et  $S_1 > S_2$  pour une contraction), on a :

$$\xi_s^{expans} = \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \quad \text{et} \quad \xi_s^{contract} = \left[ 1 - \frac{1}{0,59 + 0,41 (S_2/S_1)^3} \right]^2$$

### 2.2.4 Modèle d'échange thermique

Les transferts d'énergie thermique dans les conduits se déroulent principalement à travers les parois : il s'agit de modéliser un double échange convectif gaz/paroi (de coefficients d'échange  $\kappa_{T1}$  et  $\kappa_{T2}$ ) couplé à un transfert conductif à travers le matériau. Le problème peut se résumer par l'évaluation du flux de chaleur échangé par deux fluides à des températures  $T_{gaz}$  et  $T_{atmo}$ , séparés par une paroi plane d'épaisseur  $\delta$ , de surface  $A$  et de conductivité thermique  $\lambda$  (cf. notion de résistance thermique représentée en figure 2.6).

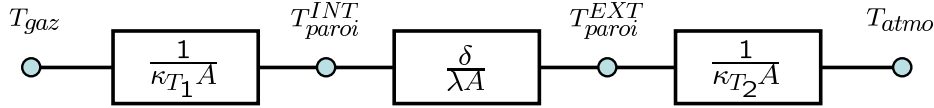


FIG. 2.6 – Analogie électrique d'un échange thermique à travers une paroi

### Modèle de conduction

Entre la convection forcée (gaz/paroi) et la convection libre (paroi/atmosphère), on souhaite modéliser le phénomène de conduction dans le matériau. Pour cela, on peut calculer le flux thermique en conduction radiale  $\phi_T^{cond}$  au sein de la paroi d'épaisseur  $\delta = D^{EXT} - D^{INT}$  et de longueur  $L$  :

$$\phi_T^{cond} = \frac{2\pi\lambda L}{\ln\left(\frac{D^{EXT}}{D^{INT}}\right)} (T_{paroi}^{INT} - T_{paroi}^{EXT})$$

Mais compte tenu de sa faible épaisseur et du besoin de sa température pour calculer les échanges convectifs prépondérants, on considère la paroi comme une capacité thermique :

$$\frac{dT_{paroi}}{dt} = \frac{\Sigma \phi_{T_i}}{m_{paroi} C_{Pparoi}} \quad (2.14)$$

### Modèles de convection

Lorsqu'un solide et un gaz échangent de la chaleur par convection, qu'elle soit libre ou forcée, le flux  $\phi_T^{conv}$  échangé est proportionnel à la surface  $A$  des deux éléments en contact, et à leur différence de température.

$$\phi_T^{conv} = \kappa_T A (T_{gaz} - T_{paroi}) \quad (2.15)$$

On définit ainsi le coefficient de convection  $\kappa_T$  qui s'exprime en  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ , ou encore la résistance thermique de convection  $1/\kappa_T A$  :

$$\kappa_T = \frac{\lambda Nu}{L}$$

La principale difficulté est de fixer la valeur de ce coefficient, qui dépend de nombreuses variables (capacité thermique massique, masse volumique et viscosité du fluide, état de rugosité de la surface, turbulence de l'écoulement). En pratique, on utilise des formules semi-empiriques, qui donnent un coefficient d'échange global moyen à partir de nombres sans dimension (Nusselt  $Nu$ , Reynolds  $Re$ , Prandtl  $Pr$ , Grashoff  $Gr$ ) caractérisant le fluide et la paroi.

Pour le détail du schéma de calcul et des grandeurs caractéristiques associées, se reporter à l'Annexe B.

### a) Convection forcée :

La convection est dite *forcée* lorsque le mouvement des particules du fluide est dû à une action mécanique sur le fluide. Dans ce cas, les particules - se renouvelant plus rapidement à proximité du solide - échangent de plus grandes quantités d'énergie thermique avec sa surface. On se place dans le cas d'un écoulement interne dans des tubes cylindriques (section circulaire dont le diamètre est la dimension caractéristique).

En régime turbulent, pour déterminer la valeur de  $Nu$ , on peut utiliser :

- la relation de Sieder et Tate (cf. [36]), valable pour un écoulement turbulent sur tout le diamètre d'un tube lisse :

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14}$$

où toutes les propriétés du fluide sont évaluées à la température de mélange d'entrée et où  $\mu_{paroi}$  est la viscosité dynamique du fluide à la température de paroi,

- la relation de Nusselt, valable pour un écoulement turbulent à l'entrée d'un tube (zone où la turbulence n'est pas encore développée sur tout le diamètre) :

$$Nu = 0,036Re^{0,8}Pr^{1/3} \left( \frac{D^{INT}}{L} \right)^{0,055}$$

où  $L$  est la longueur du tube,  $D^{INT}$  son diamètre intérieur, et où les propriétés du fluide sont évaluées à la température moyenne de mélange  $(T_{gaz} + T_{paroi})/2$ .

En régime laminaire - rare dans les processus industriels - on peut utiliser la deuxième relation de Sieder et Tate :

$$Nu = 1,86Re^{1/3}Pr^{1/3} \left( \frac{D^{INT}}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14}$$

Où les caractéristiques du fluide sont prises à la température moyenne de mélange.

### b) Convection libre :

La convection est dite *libre* lorsque le mouvement des particules du fluide n'est pas dû à une action mécanique sur le fluide. Le principe de la mise en mouvement du fluide est le suivant :

- la température des molécules d'un fluide proche d'une paroi solide à température différente change d'abord par conduction ;
- la variation de la masse volumique du fluide qui en découle modifie la loi naturelle d'équilibre de la colonne de fluide :  $dP = -\rho g dz$ , où  $g$  est l'accélération de la pesanteur et  $z$  l'altitude ;
- ce phénomène est la cause de différences de pression au sein du fluide qui le mettent en mouvement : c'est l'apparition des courants de convection libre ou naturelle, orientés verticalement vers le haut s'il s'agit d'un échauffement du fluide, vers le bas s'il s'agit d'un refroidissement.

Dans ce cas, on utilise une formule empirique de la forme (cf. [37]) :  $Nu = \alpha(Gr.Pr)^\beta$

Avec, par exemple, pour un cylindre horizontal :

$Gr.Pr$	$\alpha$	$\beta$	Auteur
$10^4 - 10^9$	0,53	1/4	Mac Adams
$10^9 - 10^{13}$	0,13	1/3	Mac Adams



### 2.2.5 Modèle complet de conduit

#### Récapitulatif des équations

A partir des équations d'Euler discrétisées, appliquées à un conduit pneumatique cylindrique (de longueur  $L$ , de section constante  $S$  et de surface de paroi  $A$ ) dans lequel le gaz se propage dans la direction axiale avec une vitesse uniforme et soumis à la convection thermique de coefficient  $\kappa_T$  et aux pertes de charge liées à la friction ( $\xi_l$ ) et à la géométrie de la conduite ( $\xi_s$ ), on obtient le modèle suivant :

$$\frac{dm}{dt} = Q_1 - Q_2 \quad (2.16)$$

$$\frac{dm u}{dt} = Q_1 C_P T_1 - Q_2 C_P T_2 - \kappa_T A (T_2 - T_{paroi}) \quad (2.17)$$

$$\frac{dm v}{dt} = S(P_1 - P_2) - S(\xi_l + \xi_s) \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.18)$$

Les pertes sont bien intégrées au niveau de l'équation d'énergie pour les échanges de chaleur, au niveau de l'équation de quantité de mouvement pour les pertes de charge (cf. équations de Navier-Stokes).

#### Modèle bond-graph

Le modèle complet de conduit pneumatique inclut finalement le modèle d'acoustique non-linéaire (éléments capacitif  $[C]$  et inertiel  $[I]$  avec pertes négligées pour simplifier la résolution), couplé à des modèles de pertes thermiques (échanges convectifs) et de pertes de charges (singulières et/ou régulières). Selon la topologie bond-graph, ces éléments dissipatifs sont modélisés par des éléments  $[R]$ . Finalement, on obtient le modèle de conduite suivant :

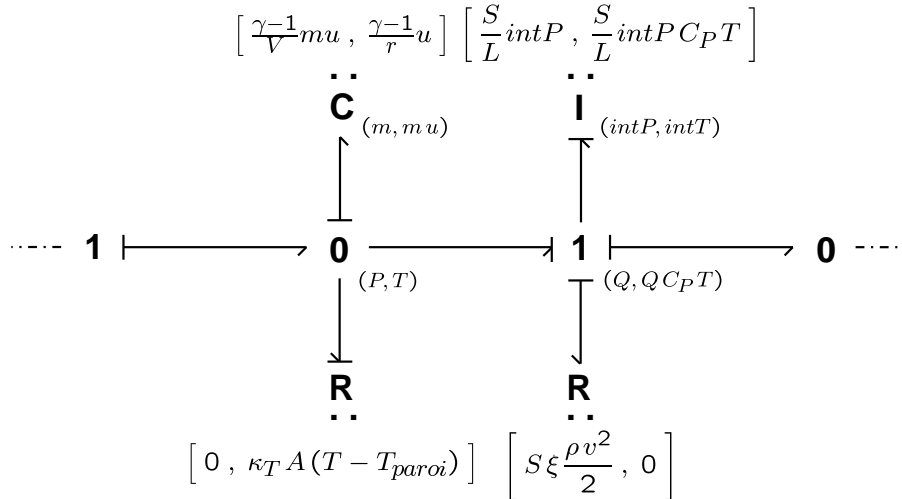


FIG. 2.7 – Modèle bond-graph d'une tranche de conduite

Précisons les définitions de  $intP = \int (P_i - P_{i+1}) dt$  et  $intT = \int (T_i - T_{i+1}) dt$ , avec  $i$  l'indice du volume de contrôle considéré.

## 2.3 Modélisation des actionneurs

### 2.3.1 Modèle du groupe de compression

Dans notre étude, outre les notions générales sur la compression présentées en Annexe B, nous allons nous intéresser à deux classes de compresseurs :

- les compresseurs volumétriques, pour lesquels le fluide est emprisonné dans un volume fermé, qui est réduit progressivement pour réaliser la compression ;
- les turbocompresseurs, qui compriment le fluide en convertissant en pression l'énergie cinétique communiquée au fluide par la vitesse de rotation d'une roue.

Le compresseur volumétrique ne présente pas de temps de réponse en accélération contrairement au turbocompresseur pour lequel le travail de compression et l'énergie d'accélération du compresseur sont fournis par l'enthalpie des gaz d'échappement entraînant la turbine.

#### Modèle physique de compresseur volumétrique

Si les démonstrations de l'Annexe B permettent de calculer le travail réel consommé par le compresseur en fonction de ses différents rendements, d'un point de vue strictement pneumatique, le compresseur volumétrique entraîné mécaniquement par son moteur électrique (cf. figure 2.8) doit permettre de délivrer un débit d'air proportionnel au régime et très peu variable en fonction de la pression de refoulement. Nous allons donc proposer un modèle générique de compresseur volumétrique, basé sur le Premier Principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert.

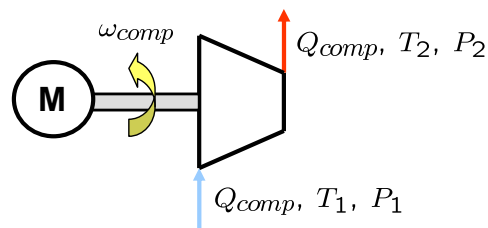


FIG. 2.8 – Représentation simplifiée du compresseur volumétrique

#### a) Rappel des équations théoriques :

La compression théorique appliquée à l'air lors de son passage dans un compresseur volumétrique est représentée par une compression isentropique, c'est-à-dire une compression adiabatique réversible : adiabatique car il n'y a pas d'échange de chaleur entre l'air à l'intérieur du compresseur et le milieu ambiant, réversible car il n'y a pas de pertes internes par frottement.

En pratique, la compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température, mais le flux thermique entre le compresseur et l'extérieur reste faible par rapport aux débits d'air (massique et enthalpique) traversant le compresseur. On peut donc considérer que la compression de l'air reste une transformation adiabatique et que le compresseur volumétrique est une machine à échange continu de fluide avec l'extérieur, fonctionnant suivant un régime périodique. Le Premier Principe de la thermodynamique pour un système à flux continu est applicable au compresseur volumétrique en considérant une période de fonctionnement, le régime pouvant alors être assimilé à un régime permanent. Le travail adiabatique, c'est-à-dire le travail utile dépensé dans le compresseur par cycle pour comprimer et transvaser l'air de la pression  $P_1$  à la

pression  $P_2$ , s'exprime alors sous la forme (cf. démonstration en Annexe B) :

$$W_{ad} = \Delta H_{ad} = mC_P(T_2 - T_1)_{ad}$$

avec  $W_{ad}$  le travail de compression adiabatique ou  $\Delta H_{ad}$  la variation adiabatique d'enthalpie, fonctions de la masse  $m$  et de la capacité calorifique  $C_P$  du gaz d'une part, de la variation de température  $(T_2 - T_1)_{ad}$  d'autre part :

$$(T_2 - T_1)_{ad} = T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Ainsi, pour une compression adiabatique, la température de sortie est donnée par :

$$T_2^{ad} = T_1 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

En pratique, il convient de prendre en compte le rendement adiabatique, défini par :

$$\eta_{comp} = \frac{T_2^{ad} - T_1}{T_2 - T_1}$$

b) Modèle proposé :

Les deux équations à la base du modèle sont déduites des relations donnant la puissance de compression transmise au gaz  $\mathcal{P}_{comp}$  et le rendement adiabatique de cette transformation  $\eta_{comp}$  (cf. Annexe B) :

$$\mathcal{P}_{comp} = \frac{Q_{comp}C_PT_1}{\eta_{comp}} \left[ \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.19)$$

$$\eta_{comp} = \frac{T_1 \left[ \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)} \quad (2.20)$$

avec  $Q_{comp}$  le débit massique fourni par le compresseur et  $\Pi$  le taux de compression :

$$\Pi = \frac{P_2}{P_1}$$

Or, pour un compresseur donné, la valeur du rendement dépend des conditions d'utilisation, et plus particulièrement du débit d'air et du rapport de compression au point considéré. Pour modéliser complètement un compresseur, il faut utiliser les "champs" (ou "cartes de performance") fournis par le fabricant ou réalisés sur banc, qui donnent sur la même cartographie la vitesse de rotation et le rendement isentropique en fonction du rapport de pression et du débit massique (cf. figure 2.9).

On peut remarquer ici que le champ du compresseur est bijectif. En effet, pour un taux de compression et une vitesse de rotation donnés, on peut trouver un seul débit massique possible :

$$\begin{aligned} Q_{comp} &= f(\Pi, \omega_{comp}) \\ \eta_{comp} &= g(\Pi, \omega_{comp}) \end{aligned}$$

## 2.3 Modélisation des actionneurs

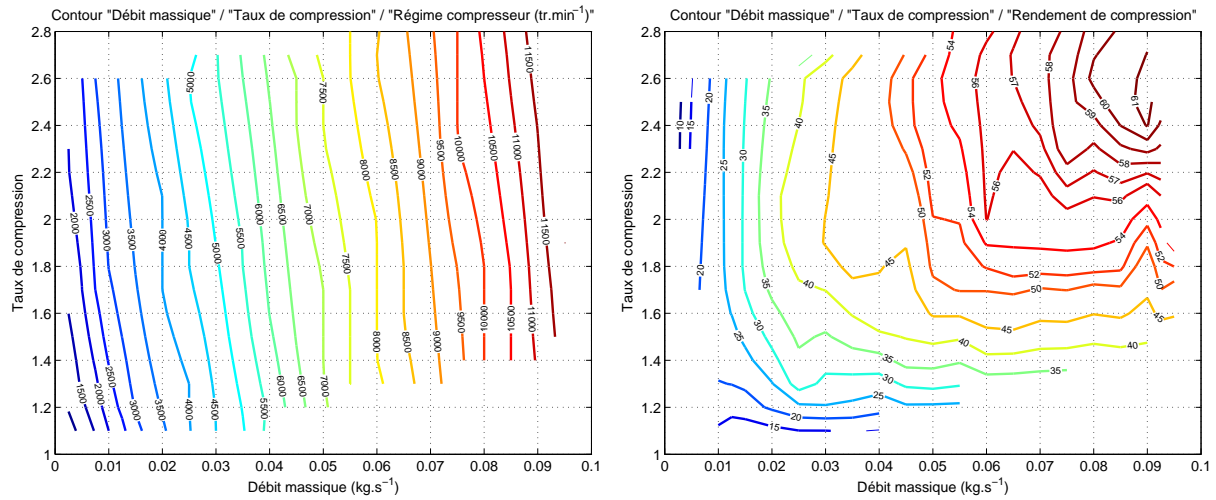


FIG. 2.9 – Cartographies de régime et de rendement du compresseur volumétrique Opcon

Grâce à cette observation, on peut proposer le modèle de compresseur volumétrique dont le schéma de calcul consiste à :

- calculer  $Q_{comp}$  et  $\eta_{comp}$  à partir du taux de compression  $\Pi$  et de la vitesse de rotation du compresseur  $\omega_{comp}$  grâce aux cartographies ;
- calculer  $P_2$  à partir de  $P_1$  et de  $\Pi$  ;
- calculer  $T_2$  à partir de  $\eta_{comp}$ ,  $\Pi$  et  $T_1$  ;
- calculer les débits enthalpiques  $Q_{comp}C_P T_1$  et  $Q_{comp}C_P T_2$  à partir de  $Q_{comp}$ ,  $T_1$  et  $T_2$ .

En représentation bond-graph (cf. figure 2.10), un élément [R] triple ports reçoit sur deux ports les domaines fluidiques et énergétiques entrants et sortants, et sur le troisième port le domaine mécanique :

- (i) le port mécanique envoie sur [R] le couple consommé par le compresseur pour la transformation des gaz et reçoit en retour la vitesse de rotation  $\omega_{comp}$  ;
- (ii) le port d'entrée reçoit la pression et la température en entrée du compresseur et envoie les débits massique et enthalpique entrants ;
- (iii) le port de sortie reçoit la pression et la température en sortie du compresseur et envoie les débits massique et enthalpique sortants.

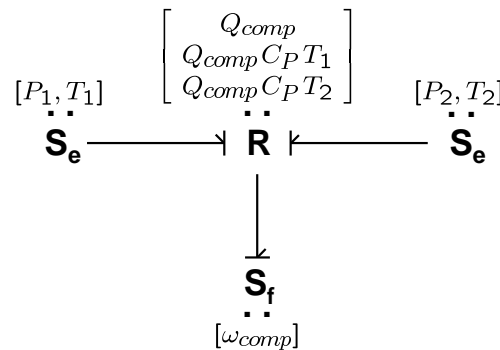


FIG. 2.10 – Modèle bond-graph du compresseur volumétrique

### Modèle physique de turbocompresseur

Le turbocompresseur (cf. figure 2.11) qui constitue le second étage de compression doit lui aussi contribuer à la création du débit d'air, tout en limitant la consommation électrique. Mais il a peu d'influence sur la dynamique du système d'air puisque le travail de compression et l'énergie d'accélération du compresseur sont fournis par l'enthalpie des gaz d'échappement de la turbine. Son rôle est en revanche primordial pour l'augmentation de la pression de fonctionnement, et donc le rendement du module de puissance.

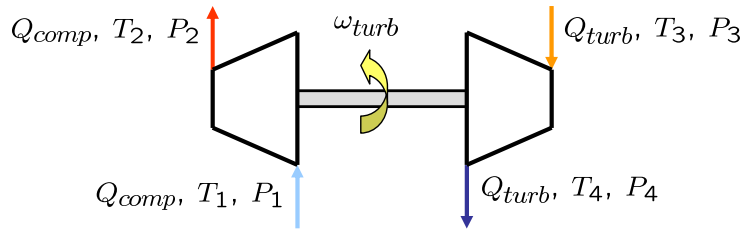


FIG. 2.11 – Représentation simplifiée du turbocompresseur

#### a) Modèle proposé pour le compresseur centrifuge :

Pour la partie compresseur centrifuge, on reprend le modèle précédent, en remplaçant le couple fourni par le moteur électrique (qui imposait le régime  $\omega_{comp}$ ) par celui fourni par l'arbre le reliant à la turbine. La vitesse de rotation du turbocompresseur  $\omega_{turb}$  est calculée grâce à un modèle d'inertie mécanique :

$$\omega_{turb} = \frac{1}{J_{turb}} \int (\tau_{turb} - \tau_{comp})$$

avec  $J_{turb}$  l'inertie du turbocompresseur,  $\tau_{turb}$  le couple délivré par la turbine et  $\tau_{comp}$  celui consommé par le compresseur.

Les performances d'un compresseur centrifuge sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes isovitesse du compresseur, les courbes isorendements et les limites de fonctionnement (cf. figure 2.12, source : Techniques de l'Ingénieur). On observe sur le deuxième champ de la figure qu'une augmentation de la vitesse de rotation du compresseur entraîne une augmentation du rapport de compression. La vitesse de rotation est limitée par la tenue mécanique de la roue du compresseur et par les conditions aérodynamiques en sortie.

De plus, on ne peut pas décrire une isovitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe isovitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires. Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements très bruyants. Ce phénomène est appelé *pompage* et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions.

Vers les débits d'air élevés, les isovitesse chutent rapidement, le compresseur atteint une limite de fonctionnement provoquée par le blocage sonique de l'écoulement dans tout ou partie des canaux d'air. D'une façon pratique, on considère que le débit limite est atteint pour des valeurs de rendement isentropique inférieures à 0,65 ; au-delà, il y a *étouffement* du compresseur.

## 2.3 Modélisation des actionneurs

A noter que, pour garder les champs compresseurs invariants par rapport aux conditions d'entrée du fluide (température et pression ambiantes dépendantes des conditions atmosphériques et de la ligne en amont du compresseur), les fabricants de compresseurs livrent leurs cartographies avec des vitesses et des débits massiques "corrigés" en fonction de la pression et de la température en entrée compresseur :

$$\omega_{comp}^{cor} = \frac{\omega_{comp}}{\sqrt{T_1/T_{ref}}}$$

$$Q_{comp}^{cor} = Q_{comp} \frac{\sqrt{T_1/T_{ref}}}{P_1/P_{ref}}$$

Avec  $(P_{ref}, T_{ref})$  les pression et température atmosphériques.

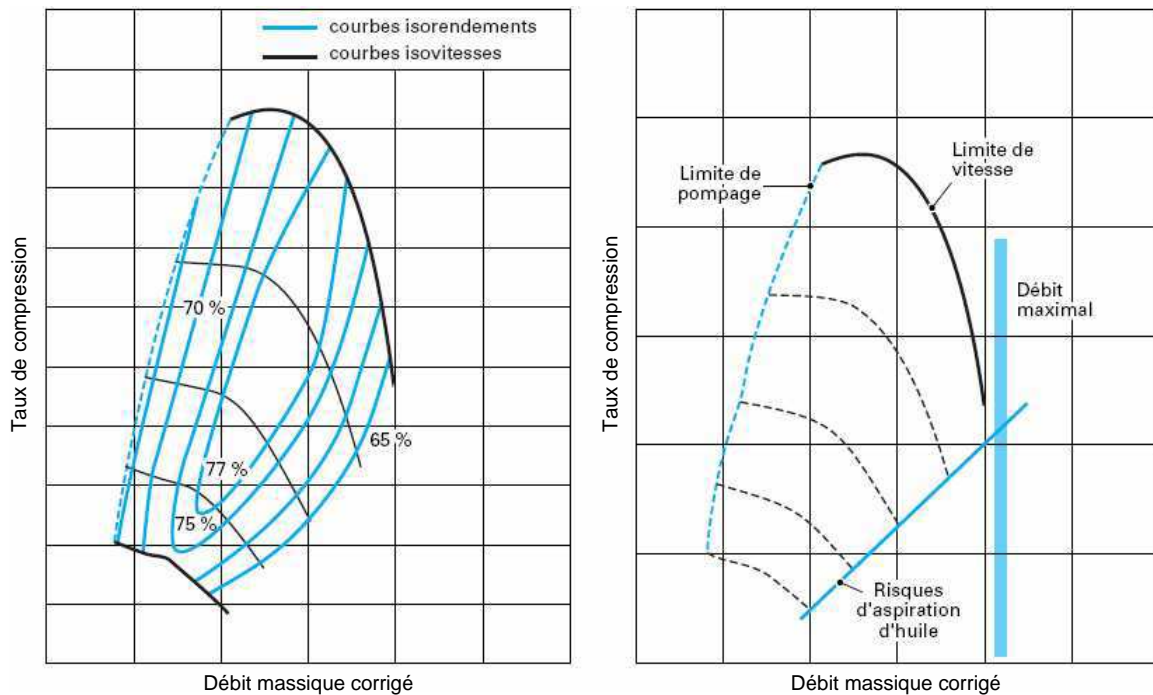


FIG. 2.12 – Caractéristique débit-pression d'un compresseur et limites d'utilisation

On peut remarquer que le champ du compresseur, tel qu'il est donné par les fabricants, est en général non bijectif. En effet, pour un taux de compression et une vitesse de rotation donnés, on peut trouver deux débits massiques possibles. Pour résoudre ce problème, il faut, soit inverser les cartographies (cf. [38]), soit sélectionner le point le plus réaliste, par rapport au point de fonctionnement précédent par exemple.

Dans le modèle proposé pour le compresseur centrifuge (avec cartographie inversée), le schéma de calcul consiste à :

- calculer  $\Pi$  et  $\eta_{comp}$  à partir du débit massique  $Q_{comp}$  et de la vitesse de rotation de la turbine  $\omega_{turb}$  grâce aux cartographies ;
- calculer  $P_2$  à partir de  $P_1$  et de  $\Pi$  ;
- calculer  $T_2$  à partir de  $\eta_{comp}$ ,  $\Pi$  et  $T_1$  ;
- calculer le débit enthalpique  $Q_{comp} C_P T_1$  à partir de  $Q_{comp}$  et  $T_1$ .

En représentation bond-graph (cf. figure 2.13), un élément [R] triple ports reçoit sur deux ports les domaines fluidiques et énergétiques entrants et sortants, et sur le troisième port le domaine mécanique :

- (i) le port mécanique envoie sur [R] la vitesse de rotation  $\omega_{turb}$  et reçoit en échange le couple consommé par le compresseur pour la transformation des gaz ;
- (ii) le port d'entrée envoie la pression et la température en entrée du compresseur et reçoit les débits massique et enthalpique entrants ;
- (iii) le port de sortie envoie les débits massique et enthalpique sortants et reçoit la pression et la température en sortie du compresseur.

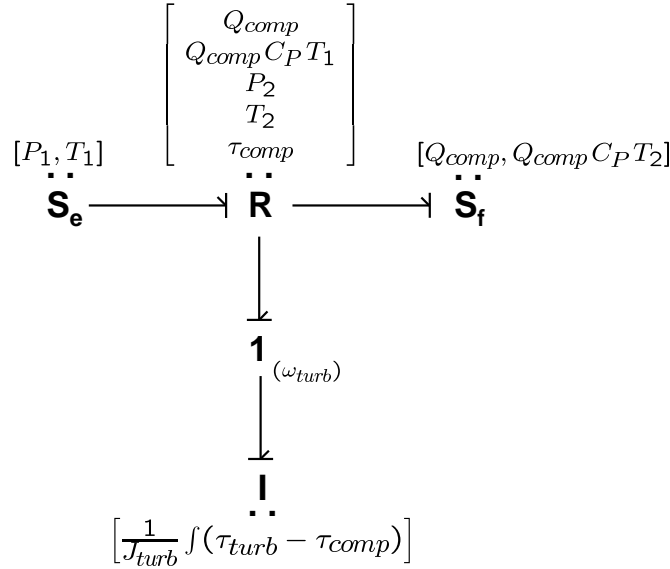


FIG. 2.13 – Modèle bond-graph du compresseur du turbocompresseur

b) Modèle proposé pour la turbine :

Côté turbine, la détente des gaz peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important au regard des pertes thermiques. La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique est donnée par :

$$W_{ad} = \Delta H_{ad} = m C_P (T_3 - T_4)_{ad}$$

Avec :

$$(T_3 - T_4)_{ad} = T_3 \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

En pratique, la détente n'est pas adiabatique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement adiabatique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique. La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par la relation suivante :

$$\mathcal{P}_{turb} = Q_{turb} C_P T_3 \eta_{turb} \left[ 1 - \Pi'^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2.21)$$

## 2.3 Modélisation des actionneurs

avec :

$$\eta_{turb} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \left[ 1 - \Pi'^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.22)$$

et :

$$\Pi' = \frac{P_4}{P_3}$$

Les deux relations donnant  $\mathcal{P}_{turb}$  et  $\eta_{turb}$ , ainsi que les champs qui caractérisent la turbine vont permettre de modéliser complètement la partie turbine du turbocompresseur. Sur une même cartographie (cf. figure 2.14, source : Techniques de l'Ingénieur), on peut accéder au rendement et à la vitesse de rotation de la turbine en fonction du taux de détente et du débit massique traversant la turbine. On peut observer que l'accroissement du débit massique fait tendre le taux de détente vers une limite asymptotique, due au blocage sonique de l'écoulement dans la roue de la turbine.

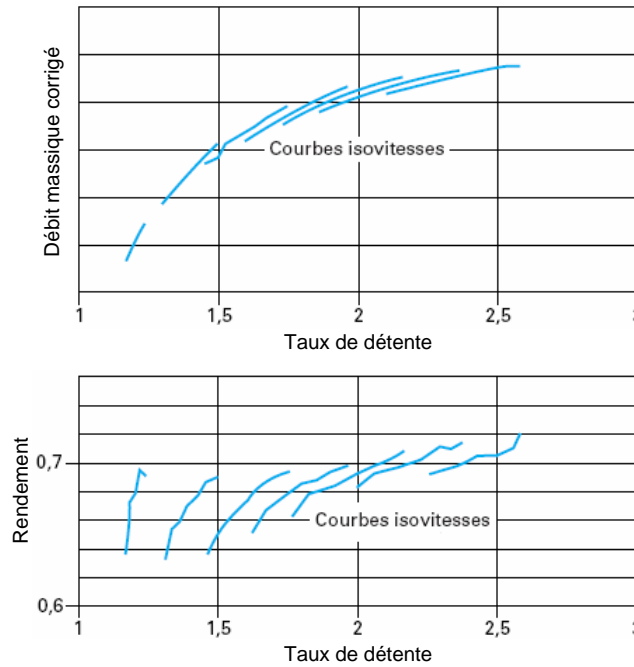


FIG. 2.14 – Caractéristiques de débit et de rendement d'une turbine

Dans la plage d'utilisation de la turbine, un rapport de détente est associé à une valeur de débit, ce qui signifie que d'une part, lorsque le débit de gaz varie, il n'est pas possible de conserver un rapport de détente constant, d'autre part que les champs de la turbine sont bien bijectifs pour la modélisation :

$$\begin{aligned} Q_{turb} &= h(\Pi, \omega_{turb}) \\ \eta_{turb} &= k(\Pi, \omega_{turb}) \end{aligned}$$

En outre, pour un rapport de détente donné, le rendement varie assez rapidement en fonction du régime : il est donc souhaitable de vérifier qu'au point de fonctionnement considéré, les réglages choisis permettent à la turbine de fonctionner au régime assurant le rendement maximal.



Le schéma de calcul du modèle de turbine consiste à :

- calculer  $Q_{turb}$  et  $\eta_{turb}$  à partir du taux de détente  $\Pi$  et de la vitesse de rotation  $\omega_{turb}$  grâce aux cartographies ;
- calculer  $T_4$  à partir de  $\eta_{turb}$ ,  $\Pi$  et  $T_3$  ;
- calculer  $P_3$  à partir de  $P_4$  et de  $\Pi$  ;
- calculer les débits enthalpiques  $Q_{turb}C_P T_3$  et  $Q_{turb}C_P T_4$  à partir de  $Q_{turb}$ ,  $T_1$  et  $T_2$ .

En représentation bond-graph (cf. figure 2.15), un élément [R] triple ports reçoit sur deux ports les domaines fluidiques et énergétiques entrants et sortants, et sur le troisième port le domaine mécanique :

- (i) le port mécanique reçoit de [R] la vitesse de rotation  $\omega_{turb}$  et renvoie en échange le couple donné par les gaz à la turbine ;
- (ii) le port d'entrée envoie la pression et la température en entrée de la turbine et reçoit les débits massique et enthalpique entrants ;
- (iii) le port de sortie envoie la pression et la température en sortie de la turbine et reçoit les débits massique et enthalpique sortants.

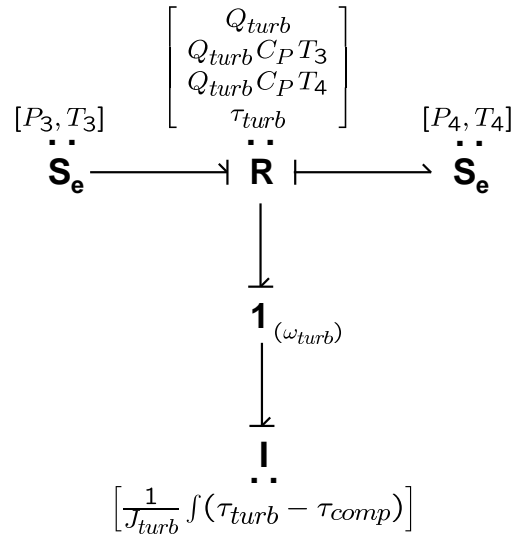


FIG. 2.15 – Modèle bond-graph de la turbine du turbocompresseur

Le modèle bond-graph complet du turbocompresseur est présenté en Annexe B.

### Approximation des champs compresseur et turbine

Comme évoqué précédemment, pour modéliser les compresseurs (compresseurs volumétriques ou turbocompresseurs), nous avons besoin de quatre fonctions ( $f$ ,  $g$ ,  $h$  et  $k$ ) qui sont en principe des cartographies expérimentales données par les fabricants. On peut directement entrer ces cartographies dans les modèles et réaliser une interpolation linéaire entre chaque point, mais cela entraîne automatiquement des discontinuités car le nombre de points donnés par les fabricants est en général relativement faible. De plus, avec cette méthode, on est incapable de donner une valeur aux fonctions en dehors des points de la cartographie, et toute extrapolation notamment aux faibles régimes est très hasardeuse. Plusieurs méthodes d'approximation des champs compresseurs sont proposées dans la littérature : une revue détaillée est présentée dans [38].

### 2.3.2 Modèle de vanne

#### Modèle de Barré Saint-Venant

Le modèle dit "de Barré Saint-Venant" est l'une des méthodes couramment utilisées pour modéliser l'écoulement d'un fluide à travers un orifice. La formule de Saint-Venant particularise le théorème de Bernoulli (cf. [39]) au cas d'une évolution isentropique de fluide parfait. L'équation de Bernoulli peut être écrite sous la forme suivante :

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dP}{\rho} = 0$$

où  $v$  est la vitesse du fluide,  $P$  sa pression et  $\rho$  sa masse volumique.

En intégrant l'équation de Bernoulli entre un réservoir (conditions génératrices  $i$ ) et un point courant de l'écoulement (cf. figure 5.19), et en introduisant le fait que la masse volumique est une fonction de la pression pour un écoulement isentropique ( $P/\rho^\gamma = cste$ ), on obtient finalement (cf. démonstration en Annexe B) l'équation de Barré Saint-Venant à la base du modèle de vanne :

$$Q_{van} = S \frac{P_i}{\sqrt{rT_i}} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)}} \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.23)$$

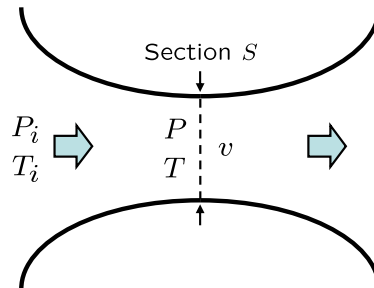


FIG. 2.16 – Schéma simplifié de l'orifice d'une vanne

L'équation présentée ci-dessus est valable dans le domaine subsonique, c'est-à-dire pour :

$$\frac{P}{P_i} < \pi_{critique}$$

la pression critique étant définie par :

$$\pi_{critique} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Dans le cas de l'air, on a  $\pi_{critique} = 0,53$ . Dans le domaine sonique, on a :

$$\frac{P}{P_i} \geq \pi_{critique}$$

$$Q_{van} = S \frac{P_i}{\sqrt{rT_i}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

### Modèle simplifié

La loi de Barré Saint-Venant est relativement complexe et le modèle de vanne qui en découle - et qui devra apparaître à plusieurs reprises dans la modélisation du système d'air - va sensiblement alourdir le modèle global. En outre, la section d'ouverture  $S$  n'étant de toute façon pas connue et devant être identifiée, on peut envisager d'utiliser un modèle simplifié qui, selon la topologie bond-graph (élément [R]), donne le débit en fonction de la perte de charge aux bornes de la vanne :

$$Q_{van} = \alpha_S \sqrt{P_i - P} \quad (2.24)$$

avec de la même façon un coefficient  $\alpha_S$  lié à la section d'ouverture de la vanne à identifier. Ce coefficient correspond à la section de passage du fluide et au coefficient de décharge qui ajuste le débit théorique à l'expérience, en introduisant les pertes dues à la friction locale ainsi que la perte d'énergie cinétique.

### Comparaison des deux modèles

Si l'on compare les caractéristiques - qui donnent le débit massique en fonction du taux de détente (cf. figure 2.17) - des vannes modélisées par les deux équations (2.23) et (2.24), on observe que le modèle simplifié reste très fidèle au modèle de Barré Saint-Venant pour un taux de détente supérieur à 0,5. Cette limite correspond à la pression critique définie précédemment, qui vaut justement 0,53 dans le cas de l'air.

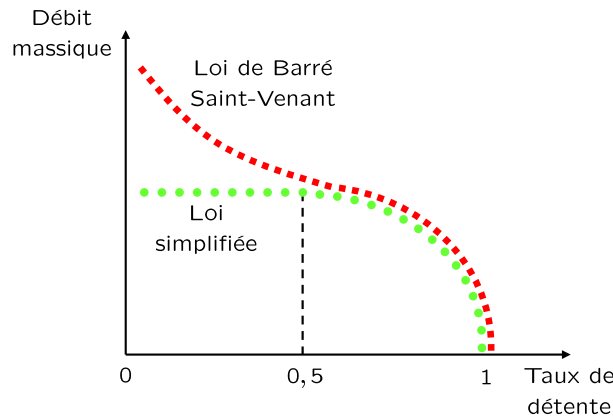


FIG. 2.17 – Caractéristiques et limitations des modèles de vanne

Finalement, on considère que le modèle simplifié est suffisamment représentatif de l'écoulement de l'air à travers l'orifice de la vanne dans le domaine subsonique : il sera donc utilisé pour modéliser les différentes vannes de régulation (de débit comme de pression) utilisées pour le système d'alimentation en air.

## 2.4 Validation des modèles du système d'air

### 2.4.1 Méthodologie couplée

Si la phase de modélisation physique demeure indispensable, elle est à présent presque toujours complétée par une mise en œuvre numérique permettant de résoudre les équations aux dérivés partielles mises en places aux paragraphes précédents. Pour une même modélisation, différentes méthodes numériques pourront ainsi être développées ou employées : on parle alors de modélisation numérique. Dans un contexte de simulation, le système d'air étudié peut être représenté par divers modèles de complexité différente : on progresse alors par étapes en vue d'intégrer des effets jugés négligeables à l'étape précédente mais qu'il peut s'avérer nécessaire de considérer ensuite pour aboutir à une meilleure description de la réalité et à des résultats quantitatifs plus fins et précis. Par ailleurs, chaque modèle étant souvent une composition ou une agrégation de sous-modèles ayant, chacun, vocation à traiter une partie de l'objet ou du phénomène global, il est nécessaire de s'assurer de la qualité de chacun d'eux et de la cohérence globale de ce système de modèles qui interagissent entre eux.

Concrètement, à partir de la définition d'architecture du système d'air présentée en figure 1.26, la méthodologie de modélisation couplée a consisté à comparer les résultats obtenus avec les différents modèles pneumatiques développés précédemment avec ceux obtenus avec des logiciels CFD<sup>12</sup> dédiés à la simulation en dynamique des fluides (cf. [15]). Cette démarche de vérification par simulation a ensuite été conclue par la validation expérimentale des modèles pneumatiques élémentaires sur le banc d'essai mis en place à Supélec.

### 2.4.2 Vérification de la cohérence des modèles par simulation

#### Modèle de référence

La définition d'un modèle de référence utilisé comme support de la méthodologie couplée a conduit à réduire le système d'air considéré à une branche pneumatique, avec une source de débit et d'enthalpie (représentant le compresseur), un volume encadré par deux conduites, et une vanne en sortie pour réguler le niveau de pression.

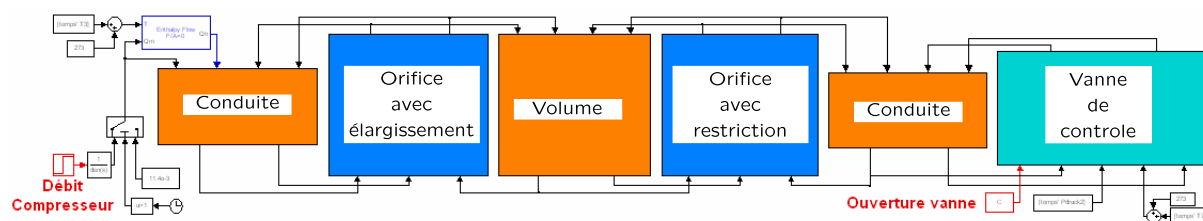


FIG. 2.18 – Modèle d'une branche pneumatique sous MATLAB/Simulink

La figure 2.18 présente le modèle de référence tel qu'il a été mis en œuvre sous le logiciel *MATLAB/Simulink*. Le modèle de vanne peut être du type "Barré Saint-Venant" ou "simplifié". Les modèles de conduit et de volume peuvent être considérés en "0D" ou en "pseudo-1D".

<sup>12</sup> *Computational Fluid Dynamics*.

## Comparaison avec les simulations CFD

Le modèle de référence développé sous *MATLAB/Simulink* dans sa version "0D" a été comparé au modèle équivalent développé sous le logiciel *AMESim*<sup>13</sup> - à partir de la bibliothèque "Thermal Pneumatic" dédiée - et judicieusement paramétré (cf. figure 2.19).

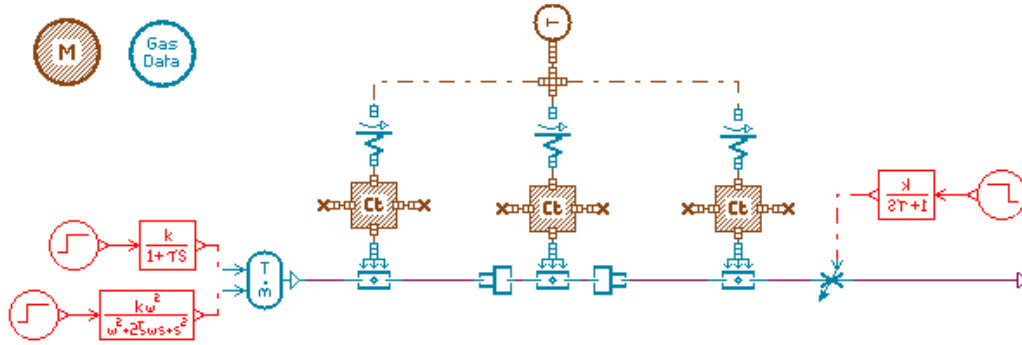


FIG. 2.19 – Modèle d'une branche pneumatique sous *AMESim*

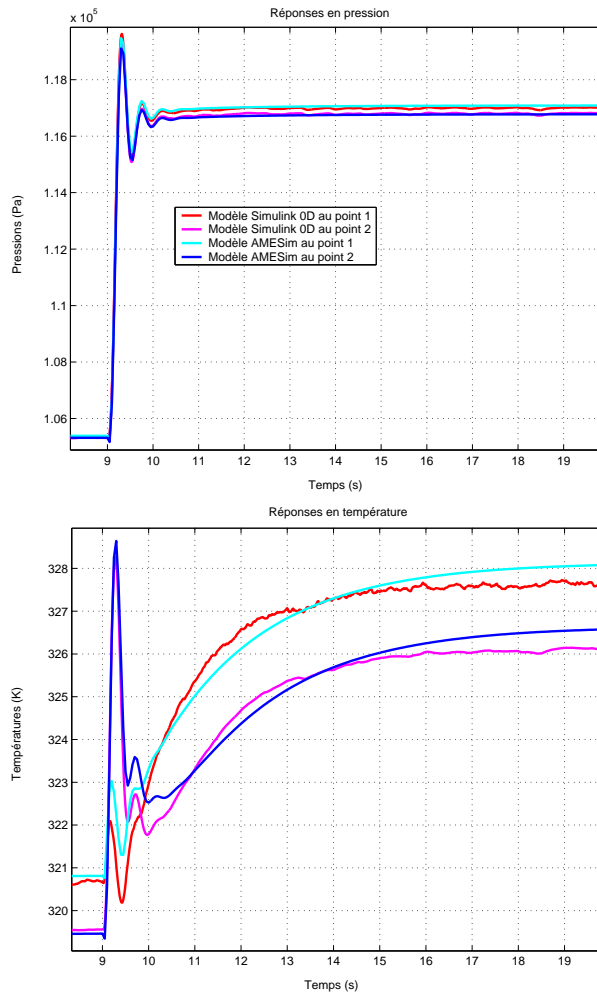


FIG. 2.20 – Résultats de co-simulation *Simulink/AMESim*

<sup>13</sup>*AMESim* est un environnement de simulation polyvalent développé par la société *IMAGINE* pour la modélisation de systèmes multi-domaines complexes.

## 2.4 Validation des modèles du système d'air

La comparaison des simulations *Simulink/AMESim* fournit des résultats satisfaisants, pour les réponses statiques et dynamiques des pressions et des températures dans le système modélisé.

A noter que des simulations complémentaires ont été réalisées. Dans le cadre de simulations sous *GT-Power*<sup>14</sup>, le système modélisé sous *Simulink* a été discrétisé en petits volumes de contrôle (modèle pseudo-1D) pour affiner les résultats de simulation (cf. figure 2.21). On obtient alors des résultats comparables à *GT-Power*. En outre, les modèles "0D" et "pseudo-1D" sont très proches en régime stabilisé, mais *GT-Power*, grâce à son approche à "paramètres distribués", offre une meilleure précision en transitoire, mais aussi la possibilité de visualiser la propagation des ondes de pression et les éventuels chocs acoustiques.

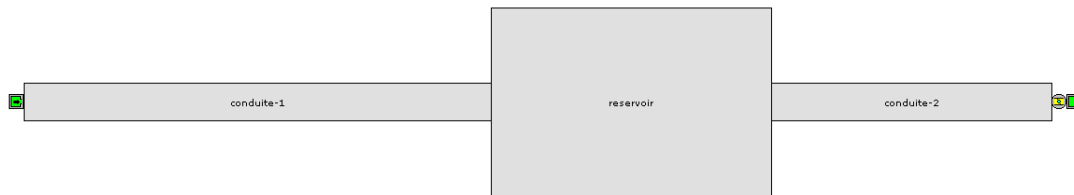


FIG. 2.21 – Modèle d'une branche pneumatique sous *GT-Power*

Par ailleurs, la simulation et le dimensionnement d'échangeurs thermiques ne rentrent pas dans le cadre de notre étude, mais la prise en compte des échanges thermiques dans les conduites et réservoirs pneumatiques est un aspect important pour la modélisation et l'analyse du système d'air, puisque températures et pressions sont couplées. Des simulations spécifiques (étude locale en 2D d'un modèle générique et statique de conduites cylindriques, cf. figure 2.22) ont été réalisées sous le logiciel *Fluent* dans le but de mieux visualiser les échanges thermiques et de paramétrer correctement les modèles associés (développés sous *Simulink*).

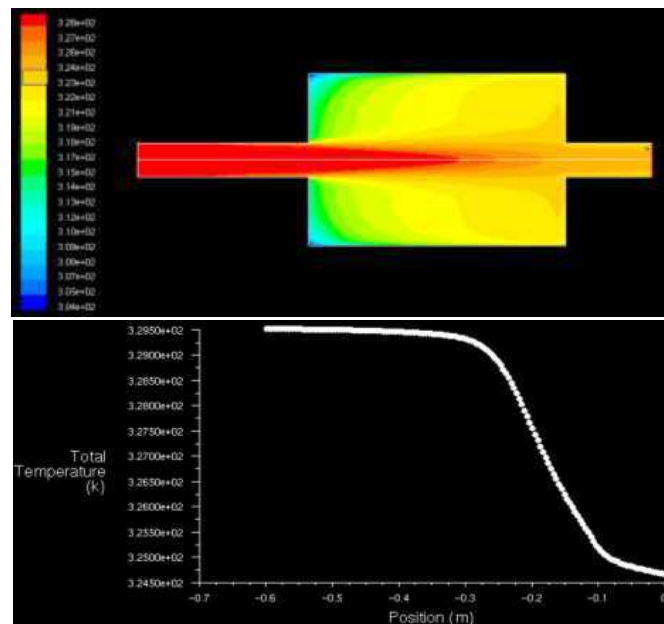


FIG. 2.22 – Exemple de simulation sous *Fluent*

<sup>14</sup>*GT-Power* est un outil de simulation développé par *GAMMA Technologies* pour l'analyse statique et dynamique des moteurs : il calcule les ondes dynamiques de pression, les transferts de masse, d'inertie, ainsi que les pertes de charge dans les conduits pneumatiques, par résolution d'équations différentielles à une dimension.

### Vers un modèle complet du système d'air

Le logiciel *AMESim* a en outre été utilisé pour simuler le comportement du système d'air global. Au-delà des études de modélisation et de dimensionnement du système d'air expérimental - contraintes par le niveau d'avancement du projet et le développement des différents composants - ces simulations ont permis de progresser dans la compréhension des phénomènes physiques et autres interactions entre actionneurs sur l'architecture complète du système (cf. figure 2.23).

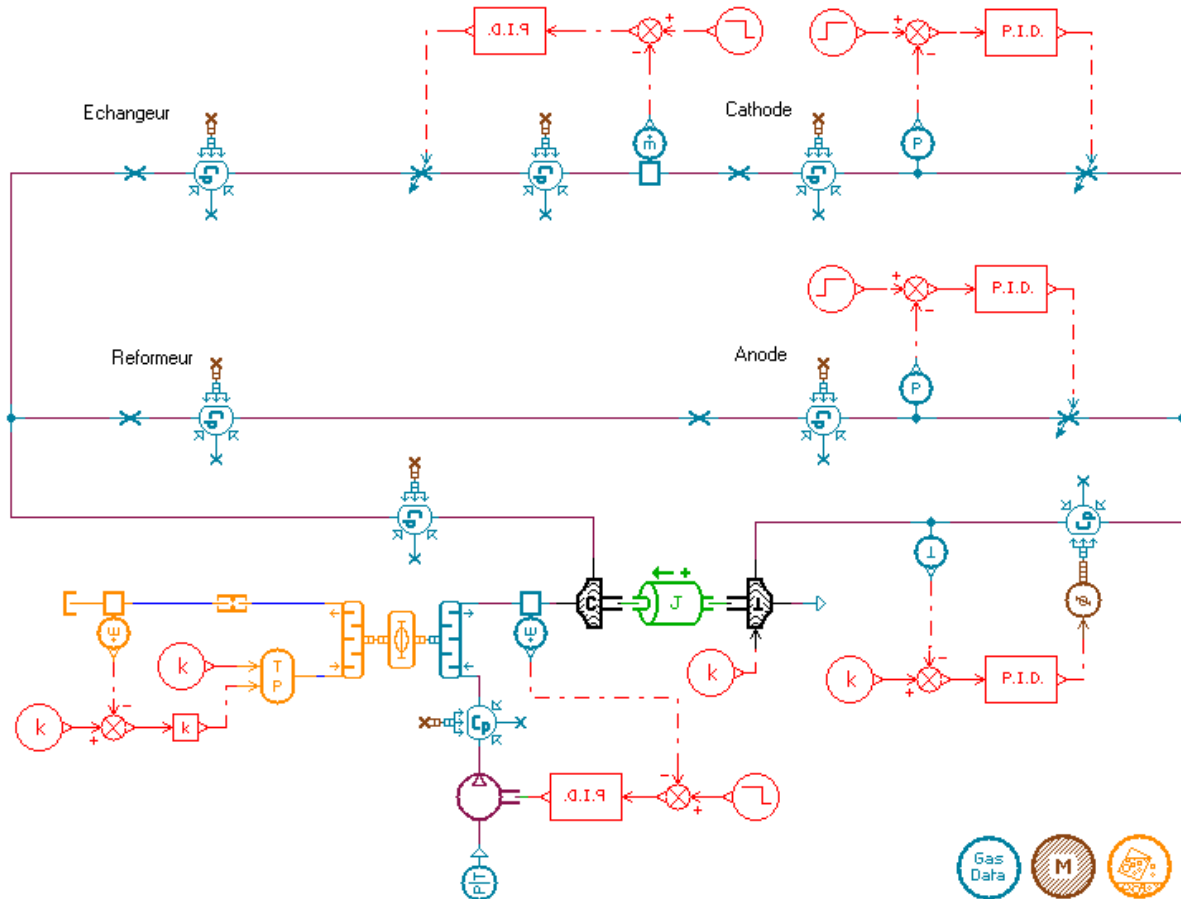


FIG. 2.23 – Modèle du système d'air global sous *AMESim*

En particulier, des modèles de turbocompresseur et d'échangeur thermique (avec sa boucle de refroidissement) ont été intégrés. Une première approche de la commande du système a été mise en œuvre sur la base de régulateurs PI indépendants, simplement réglés pour converger sur les points de fonctionnement souhaités et vérifier le bon dimensionnement du système.

### 2.4.3 Validation expérimentale des modèles sur banc d'essai

L'étape finale de validation a consisté à confronter les différents modèles *Simulink* aux essais réalisés sur le banc Supélec. Chacun des composants pneumatiques élémentaires a ainsi été modélisé, testé en simulation et validé sur banc d'essai. En les assemblant - en respectant la topologie bond-graph qui a guidé notre démarche de modélisation - nous aboutissons à un modèle global du système d'air facilement configurable. La figure 2.24 montre les réponses en pression et température obtenues à la sortie du volume du modèle de référence sur un échelon de consigne "vitesse compresseur", et compare le modèle de simulation et les mesures expérimentales.

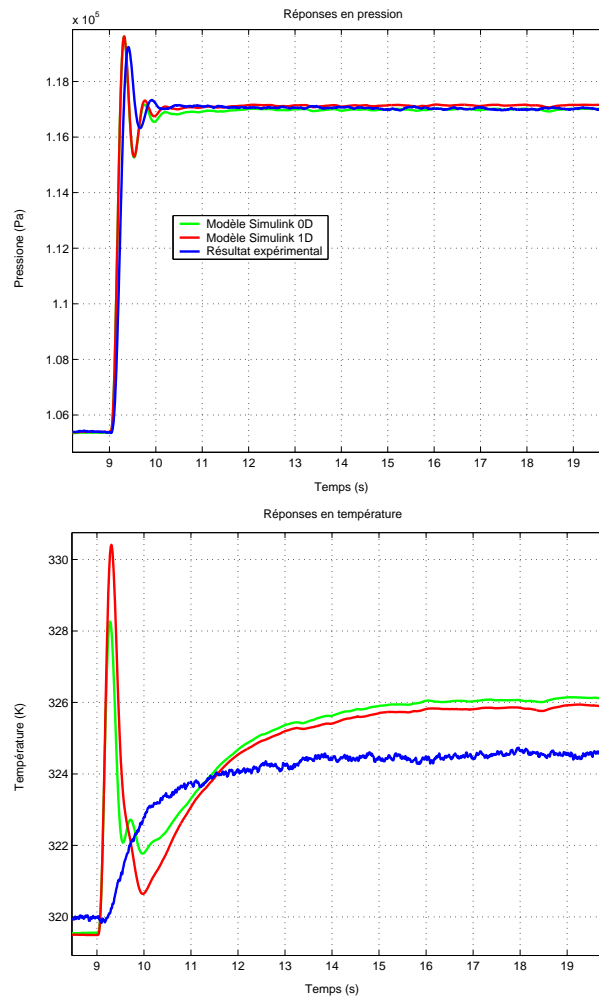


FIG. 2.24 – Validation expérimentale du modèle "une branche"

Les résultats sont satisfaisants puisque les réponses simulées reproduisent bien les grandeurs mesurées. La différence de dynamique en pression est liée à la constante de temps du capteur ajoutée au léger filtrage des mesures. L'erreur statique sur les températures est due à la précision des thermocouples ( $\pm 1K$ ). L'élévation brutale de température - observée en simulation mais filtrée par le capteur - illustre l'échauffement couplé des gaz et du compresseur sur un échelon de vitesse.

Finalement, on peut conclure qu'un modèle "0D" (à constante localisée) est capable de simuler avec une bonne précision l'évolution des grandeurs caractéristiques (débits, pressions, températures) du système d'air considéré.



## 2.5 Conclusion

En faisant abstraction dans un premier temps de l'objectif final de commande, la phase de modélisation du système d'alimentation en air a permis de bien appréhender le système étudié, du point de vue de sa structure d'une part, de la compréhension des phénomènes physiques mis en jeu d'autre part. En effet, la connaissance approfondie du système d'air - soutenue par la simulation sous *AMESim*, *GT-Power* et *FLUENT* - a conduit à faire évoluer sa définition (architecture, design, composants), à mettre à jour les dynamiques prépondérantes et les interactions avec les autres sous-systèmes du module de puissance, et à orienter la mise en place d'un banc d'essai à Supélec.

Finalement, cette démarche de modélisation "physique" s'est révélée tout à fait appropriée à la mise en place d'une méthodologie structurée de synthèse de lois de commande basées sur les modèles. Le résultat est un modèle 0D complet du système d'alimentation en air d'un véhicule à pile à combustible avec reformage embarqué, basé sur les équations phénoménologiques appropriées, validé sur banc d'essai, et qui a été pensé de manière modulaire pour pouvoir suivre les évolutions d'architecture.

## Chapitre 3

# Modélisation et identification du système d'air expérimental

### 3.1 Présentation du système d'air expérimental

#### 3.1.1 Définition du système étudié

Sur la base du système d'alimentation en air présenté à la figure 1.26 (circuit pneumatique à trois branches et double étage de compression), le système d'air expérimental - support de la validation des travaux de thèse - a été défini en n'intégrant que les éléments propres à la problématique pneumatique, et en tenant compte des contraintes pratiques liées au projet.

#### Choix d'architecture

Le système d'air expérimental est un réseau pneumatique réduit à deux branches (anodique et cathodique), la branche d'*air bleed*<sup>1</sup> ayant été supprimée. En effet, le volume de cette branche est très réduit - donc sa dynamique pneumatique très rapide - et les spécifications dynamiques pour cette commande ne sont pas contraignantes (l'empoisonnement des sites catalytiques du *stack* par les molécules de monoxyde de carbone est un phénomène très lent). Quelle que soit la stratégie retenue pour la commande d'*air bleed* (consigne dépendant du point de fonctionnement et évaluée en pourcentage du débit d'air total, ou consigne "tout ou rien" suivant le taux de *CO* estimé, cf. [40]), celle-ci ne dépassera jamais les 4 % du débit total et l'*air bleed* influera très peu sur la réponse dynamique du système d'air. La consigne en débit d'*air bleed* sera par conséquent comprise dans la consigne de débit cathodique.

Par ailleurs, pour des raisons de coût et de simplicité, il n'a pas été prévu d'intégrer les réacteurs du module de puissance (*stack* et reformeur) au système d'air expérimental : chacune des deux branches comprend des composants strictement pneumatiques (conduites, volumes, restrictions). En effet, les réactions électrochimiques étant quasi-instantanées et influant donc peu sur la dynamique des fluides, l'anode et la cathode sont remplacées par des chambres pneumatiques couplées à des vannes manuelles, de façon à leur conférer des volumes et des pertes de charge respectifs du même ordre que ceux des composants réels : l'ensemble est alors supposé

---

<sup>1</sup>Pour rappel, filet d'air dérivé de la cathode vers l'anode et destiné à lutter contre l'empoisonnement du *stack* au monoxyde carbone.

suffisamment représentatif du comportement des sous-systèmes réels (dynamique de remplissage, échanges thermiques, pertes de charge singulières). De même, la dynamique non négligeable introduite par le reformeur est prise en compte grâce au choix d'un volume plus important pour la chambre pneumatique correspondante.

En outre, l'absence des réacteurs (producteurs et consommateurs d'eau) et du circuit d'humidification a conduit à ne pas considérer les condenseurs (leur perte de charge sera ramenée à la perte de charge du réacteur le plus proche). De même, en l'absence de circuit de refroidissement, l'échangeur thermique pré-cathodique est bien intégré au circuit, mais il n'aura aucune efficacité sur la thermique du système (seuls son volume et sa perte de charge seront pris en compte).

Enfin, en ce qui concerne les actionneurs, le système d'air expérimental comprend :

- un système de compression réduit au seul compresseur volumétrique, le turbocompresseur n'ayant pu être intégré à l'étude, faute de composant disponible à ce stade du projet ;
- trois vannes de régulation, en entrée et en sortie de la cathode, ainsi qu'en sortie de l'anode.

Le circuit expérimental (cf. figures 3.1 et 3.2), même simplifié par rapport au système d'air final, reste un système pneumatique multi-branches et multivariable, à la fois non-linéaire, fortement couplé (source de débit unique pour plusieurs consommateurs, couplages physiques "débit-pression") et perturbé (effets thermiques, pertes de charge variables des réacteurs).

### Structure de commande

L'objectif de la commande du système d'air est la régulation des débits et des pressions dans l'ensemble du circuit. Fonctionnellement, les débits d'air traversant le système sont commandés par la vitesse de rotation du compresseur volumétrique (ou régime compresseur) et l'ouverture de la vanne de débit, les pressions par les ouvertures des vannes de pression (cf. figure 3.1).

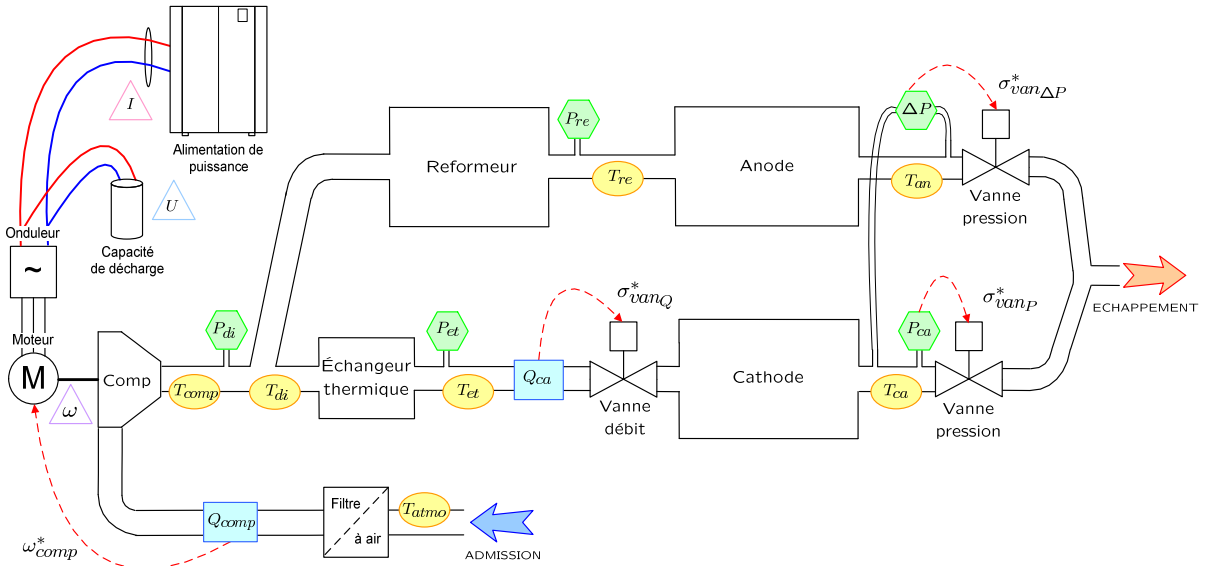


FIG. 3.1 – Schéma du système d'air expérimental

Plus précisément, le compresseur permet de fournir le débit d'air total  $Q_{comp}$  et d'assurer un niveau de pression suffisant (grâce à la contre-pression engendrée par l'ensemble des composants du circuit d'air en aval). La vanne en amont de la cathode permet de gérer la répartition de débit

### 3.1 Présentation du système d'air expérimental

entre la branche cathodique (débit  $Q_{ca}$ ) et la branche anodique (débit  $Q_{an} = Q_{comp} - Q_{ca}$ ). Il faut préciser, d'une part, que la vanne de régulation du débit est implantée dans la branche cathodique afin de compenser en partie les pertes de charge plus importantes de la branche anodique (liées notamment au reformeur). D'autre part, les vannes de pression sont positionnées en sortie de chaque branche afin de réguler efficacement la pression de fonctionnement du *stack* ( $P_{ca}$ , pour un rendement optimal) et d'assurer une différence de pression minimale entre les deux électrodes ( $\Delta P$ , pour une sollicitation minimale de la tenue mécanique de la membrane).

Ces choix pour la structure de commande, guidés par l'influence intuitive de chaque actionneur sur une grandeur physique associée, seront confortés par l'analyse du modèle du système d'air dans la section 3.3.

Les quatre grandeurs à commander ( $Q_{comp}$ ,  $Q_{ca}$ ,  $P_{ca}$  et  $\Delta P$ ) sont mesurées à l'aide de deux débitmètres (en amont du compresseur et en amont de la vanne de débit) et de deux capteurs de pression (une mesure absolue en sortie cathode et une mesure différentielle entre les sorties anode et cathode). Sur la figure 3.1 apparaissent plusieurs autres capteurs : trois capteurs de pression absolue ( $P_{di}$ ,  $P_{et}$ ,  $P_{re}$ ), sept capteurs de température ( $T_{di}$ ,  $T_{et}$ ,  $T_{ca}$ ,  $T_{re}$ ,  $T_{an}$ ,  $T_{atmo}$ ,  $T_{comp}$ ) mais aussi un capteur de régime compresseur ( $\omega$ ) et deux mesures de courant ( $I$ ) et de tension ( $U$ ) au niveau de l'alimentation de puissance. Cette instrumentation complète est utile à la surveillance des limites de fonctionnement du système (pression et température maximales en sortie compresseur par exemple), et à la validation du modèle global du système d'air.

#### 3.1.2 Présentation du moyen d'essai

##### Objectifs du banc

Un banc d'essai a été mis en place à Supélec afin de disposer d'un moyen expérimental ayant pour principaux objectifs :

- de fournir un outil de caractérisation rapide et fiable des composants (actionneurs, capteurs) du système d'air,
- de développer une expertise dans la modélisation et l'identification de systèmes thermo-pneumatiques complexes,
- de fournir un outil de test et de validation de modèles dynamiques et de lois de commande sur circuit pneumatique.

La composition du banc Supélec doit répondre aux besoins des différents axes du projet : architecture représentative du système d'air réel, actionneurs répondant à un cahier des charges exigeant, instrumentation nécessaire à la commande mais aussi redondance de capteurs pour la caractérisation des composants, et enfin commande numérique des actionneurs via un système de prototypage rapide. Dans cette perspective, la structure du banc a été pensée en fonction des objectifs fixés et des moyens matériels disponibles. L'objectif final est le transfert des composants et des lois de commande sur le banc d'essai du module de puissance mis en place dans le cadre de la deuxième phase "MDP2" du projet RESPIRE<sup>2</sup>.

---

<sup>2</sup>Pour rappel, la seconde phase "MDP2" du projet RESPIRE doit valider le fonctionnement autonome du module de puissance sur un banc d'essai comprenant les réacteurs et les différents systèmes auxiliaires.

### Description matérielle du banc

Rappelons qu'en l'absence du *stack*, du reformeur et des autres circuits auxiliaires, seuls les composants pneumatiques sont intégrés au banc d'essai. Celui-ci est présenté sur la figure 3.2 : au premier plan, le compresseur volumétrique, précédé du filtre à air et d'un débitmètre, assure l'admission de l'air dans le circuit ; en aval du compresseur, l'air est collecté par le diffuseur (volume de tranquillisation du flux d'air), à partir duquel le circuit se divise en deux branches, avec à droite la branche anodique (reformeur et anode), et à gauche la branche cathodique (échangeur thermique, débitmètre, vanne de débit et cathode) ; les deux vannes de contrôle de la pression sont visibles en sortie de chaque branche.

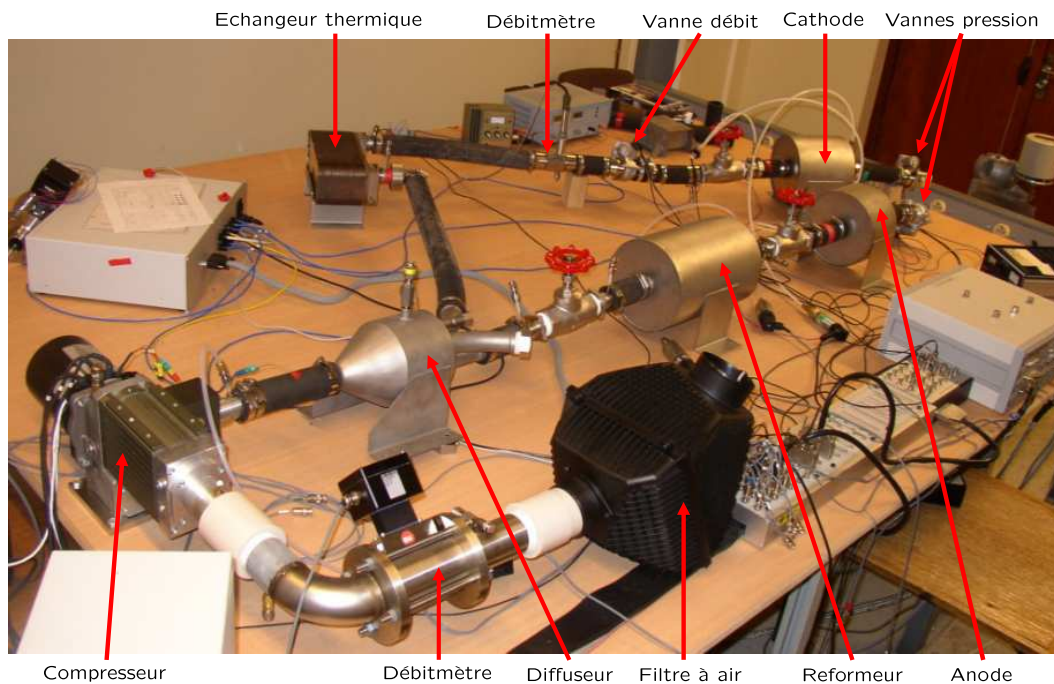


FIG. 3.2 – Système d'air expérimental implanté à Supélec

Il est important de noter que les volumes des réacteurs (reformeur, anode et cathode) ainsi que leurs pertes de charge (simulées par les trois vannes manuelles rouges visibles sur la figure 3.2) correspondent aux données de dimensionnement de MDP2. En effet, le réglage de l'ouverture des vannes manuelles est fixé une fois pour toute, de telle sorte que les pertes de charge engendrées soient du même ordre de grandeur que celles des réacteurs réels (cf. paragraphe 3.2).

La description des différents composants du système d'air expérimental est détaillée en Annexe C. Mais présentons rapidement la problématique liée aux différents composants utiles à la commande, ainsi que les technologies retenues.

#### a) Description des actionneurs :

Le compresseur volumétrique Opcon (cf. figure 3.3) est composé de deux vis hélicoïdales à plusieurs filets, à profils conjugués (mâle/femelle) : un engrenage au rapport approprié, placé à l'extérieur de la chambre du compresseur dans un carter fixe, assure l'entraînement en rotation et la synchronisation des deux vis. Ce type de compresseur assure la compression interne de l'air avec une bonne continuité de l'écoulement qui est axial. Il est en revanche d'une réalisation complexe

### 3.1 Présentation du système d'air expérimental

du fait de la forme des profils des vis, et il présente un faible rapport cylindrée/encombrement et une grande inertie en rotation.

De par leur conception, les compresseurs volumétriques conviennent bien pour traiter des débits très variables et sous des rapports de pression importants. Le composant Opcon présente de bonnes performances dynamiques, même à faible débit (malgré des fuites à bas régime) : l'onduleur assurant la commande rapprochée du moteur du compresseur intègre une boucle de régulation en vitesse très performante. Le compresseur peut atteindre un régime de  $12500 \text{ tr.min}^{-1}$  pour couvrir une plage de débit allant jusqu'à  $0,1 \text{ kg.s}^{-1}$ . Mais son fonctionnement est limité par un taux de compression maximum de 3 bar et une température du flux sortant de  $180^\circ\text{C}$ .

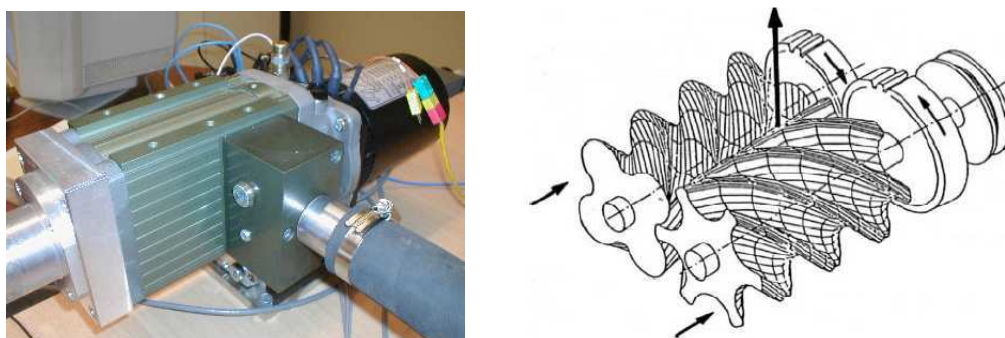


FIG. 3.3 – Compresseur volumétrique Opcon et principe de fonctionnement "double vis"

Les vannes utilisées pour les régulations de débit et de pression sont des papillons d'admission Siemens (cf. figure 3.4), spécifiés pour des moteurs Renault de série. Ce type de vanne intègre une électronique haute température, qui est utilisée pour l'asservissement en position du moteur à courant continu entraînant le volet. Un capteur sans contact est utilisé pour la saisie de la position du volet, mais cette mesure n'est pas accessible.

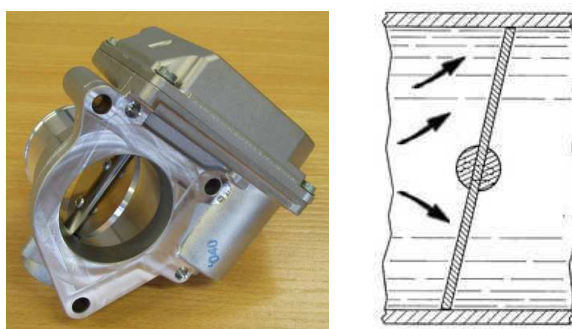


FIG. 3.4 – Vanne d'admission Siemens et principe du "papillon"

D'un point de vue statique, ces vannes sont adaptées aux plages de débit et de pression considérées (pression différentielle de 20 à 600 mbar) ; la cartographie donnant la section d'ouverture en fonction de la consigne en tension (signal PWM<sup>3</sup>) n'est pas fournie par le fabricant et doit être identifiée. D'un point de vue dynamique, ces vannes présentent un temps de réponse inférieur à 150 ms pour une consigne d'ouverture allant de 5% à 95%. Elles sont en outre spécifiées pour une plage de température de fonctionnement comprise entre  $-40$  et  $+140^\circ\text{C}$ .

<sup>3</sup>Pulse Width Modulation, ou Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI).

b) Description des capteurs :

Au niveau de l'instrumentation (cf. analyse instrumentale en Annexe C), les capteurs de pression absolue sont tous de technologie identique (transmetteurs de pression industriels), avec une dynamique très rapide. Les mesures de températures sont réalisées par des thermocouples ( $\pm 2^\circ\text{C}$  de précision) ou par des sondes "platine" ( $\pm 1^\circ\text{C}$  de précision).

Le véritable point dur de l'instrumentation concerne les débitmètres. Plusieurs principes de fonctionnement sont en concurrence mais, après plusieurs consultations de fournisseurs de débitmètres industriels, il apparaît que le cahier des charges pour système "pile à combustible" est très difficile à respecter : les débitmètres actuels ne sont pas à la fois suffisamment rapides (temps de réponse inférieur à la seconde) et précis (1% de la mesure) pour notre application. Le choix s'est donc porté sur deux technologies différentes (cf. figure 3.5).

La première technologie, la plus communément utilisée dans le secteur automobile, est fondée sur le principe du "fil chaud" : un élément conducteur, dont la caractéristique de résistance électrique en fonction de la température est clairement identifiée, est soumis au flux de l'air qui le refroidit ; une alimentation électrique soumet ce conducteur à un courant électrique régulé de façon à maintenir la température du conducteur constante, et la valeur du courant nécessaire est représentative de l'effet de refroidissement dû au flux d'air donc au débit massique de celui-ci. Pour la technologie thermique massique, le choix s'est porté sur un débitmètre Bronkhorst, avec une plage de débit allant de  $0,005$  à  $0,1 \text{ kg.s}^{-1}$ , avec une précision de 1% de la valeur maximum, soit  $0,001 \text{ kg.s}^{-1}$ . Son temps de réponse à 63% de 3 s est cependant trop lent pour le cahier des charges du système d'air. Ce débitmètre est consacré à la mesure du débit d'air total, dont les fluctuations peuvent être estimées plus rapidement à l'aide de la mesure du régime compresseur.

La deuxième technologie - de type turbine - est basée sur la mesure d'un débit volumique par une hélice, et nécessite des mesures de pression et de température pour la conversion en débit massique :

$$Q = f(Q_{vol}, P, T)$$

Le choix s'est porté sur un débitmètre Cox, avec une plage de débit allant de  $15$  à  $150 \text{ m}^3/\text{h}$  et une précision de 1% de la mesure, qui n'a pas été vérifiée sur banc en raison du flux trop turbulent généré par le compresseur. En revanche, le temps de réponse à 63% de  $0,5 \text{ s}$  est très satisfaisant et justifie l'emploi de ce débitmètre pour la mesure du débit cathodique.

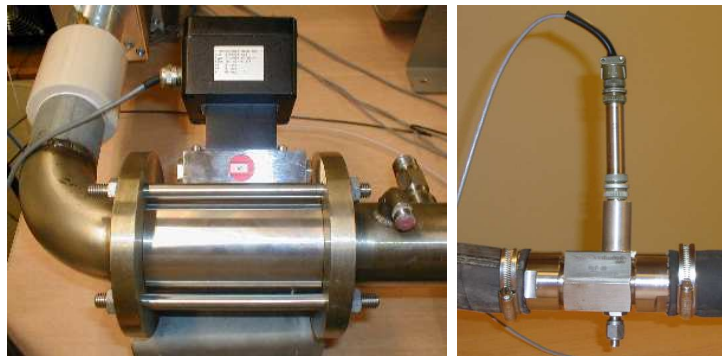


FIG. 3.5 – Débitmètre thermique massique Bronkhorst et débitmètre volumique à turbine Cox



## 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

### 3.2.1 Rappel des objectifs

Dans les paragraphes suivants vont être détaillées les étapes successives qui ont mené à un modèle du système d'air réduit et conditionné pour la commande. Après la modélisation dynamique des phénomènes pneumatiques sous forme d'équations différentielles d'une part, la modélisation statique des actionneurs sous forme d'équations algébriques d'autre part, il s'agit successivement :

- d'étudier les solutions envisageables pour la réduction de l'ordre du modèle global (simplification de la structure du système, séparation des échelles de temps) ;
- d'écrire les modèles pneumatiques en faisant apparaître les grandeurs mesurables ;
- d'intégrer les modèles de pertes de charge des réacteurs et de l'échangeur thermique ;
- d'identifier les paramètres statiques et dynamiques des actionneurs.

L'objectif est d'identifier complètement le modèle mathématique non-linéaire du processus à commander, puis de le linéariser pour appliquer les théories classiques de l'automatique linéaire. Enfin, le modèle linéarisé doit être comparé au modèle non-linéaire (lui-même validé expérimentalement), avant d'être utilisé comme support de l'analyse statique et dynamique. En effet, le modèle de commande qui résulte de cette démarche doit permettre d'étudier la dynamique des phénomènes physiques prépondérants, l'influence des actionneurs et les couplages "débit/pression" dans le système global. Par la suite, il sera à la base de la synthèse des lois de commande ; il doit donc être d'ordre réduit et facilement implémentable en simulation.

### 3.2.2 Modèle non-linéaire du système d'air expérimental

Les équations déduites des lois de la physique et présentées dans le chapitre précédent sont assez complexes, et le nombre des variables d'état associées peut devenir rapidement important suivant la structure choisie pour notre système (deux états par volume modélisé par exemple). Il s'avère donc indispensable de simplifier le modèle global pour obtenir un temps de calcul, une dimension de l'état et une complexité raisonnables.

#### Structure du modèle

Il s'agit ici de montrer l'intérêt d'une simplification *a posteriori* - c'est-à-dire déduite du calcul préalable de plusieurs points de fonctionnement du modèle de base - et de détailler la construction du modèle non-linéaire du système d'air expérimental (cf. figure 3.6), qui sera utilisé comme référence pour la construction du modèle de commande.

La structure du modèle est définie comme suit :

- les conditions d'environnement sont imposées par les pression et température atmosphériques ( $P_{atmo}$ ,  $T_{atmo}$ ) à l'admission, les pression et température à l'échappement ( $P_{turb}$ ,  $T_{turb}$ ) qui devront à terme être régulées par la turbine ;
- le compresseur volumétrique est l'unique source de débit massique ( $Q_{comp}$ ) et de débit enthalpique ( $Q_{comp}C_P T_{comp}$ ) en entrée du système, débits imposés par la consigne de régime compresseur  $\omega_{comp}^*$  et le taux de compression  $P_{di}/P_{atmo}$  ;



- les deux branches anodique et cathodique prennent leur origine dans le diffuseur, chambre pneumatique qui détermine le couple  $(P_{di}, T_{di})$  en sortie du compresseur ;
- la répartition des débits et les niveaux de pression dans les deux branches sont gérés à l'aide des consignes d'ouverture des trois vannes de régulation ( $\sigma_{van_Q}^*$  pour la vanne de débit cathodique,  $\sigma_{van_P}^*$  et  $\sigma_{van_{\Delta P}}^*$  pour les vannes de pression en sortie de chaque branche) ;
- les phénomènes pneumatiques dans l'échangeur, la cathode, le reformeur et l'anode sont représentés par des modèles à constantes localisées : un seul couple  $(P_{[et,ca,re,an]}, T_{[et,ca,re,an]})$  est calculé par le modèle de capacité pneumatique associé, et il est supposé équivalent à la mesure du couple  $(P_{[et,ca,re,an]}^{OUT}, T_{[et,ca,re,an]}^{OUT})$  en sortie des réacteurs ;
- chaque réacteur est associé à une vanne statique sensée représenter la perte de charge variable du composant d'une part, imposer les débits (massiques et enthalpiques) dans les branches d'autre part ;
- dans la branche cathodique, la vanne de régulation du débit assure déjà la transmission du flux entre l'échangeur thermique et la cathode : les pertes de charges de celle-ci sont pour cette raison intégrées directement au calcul de la pression cathodique ( $P_{ca}^{IN} = P_{ca} + \Delta P_{ca}$ ) ;
- les conduites séparant les différents composants ne sont pas modélisées compte tenu de leur faible volume : celui-ci est intégré au volume de la chambre pneumatique la plus proche.

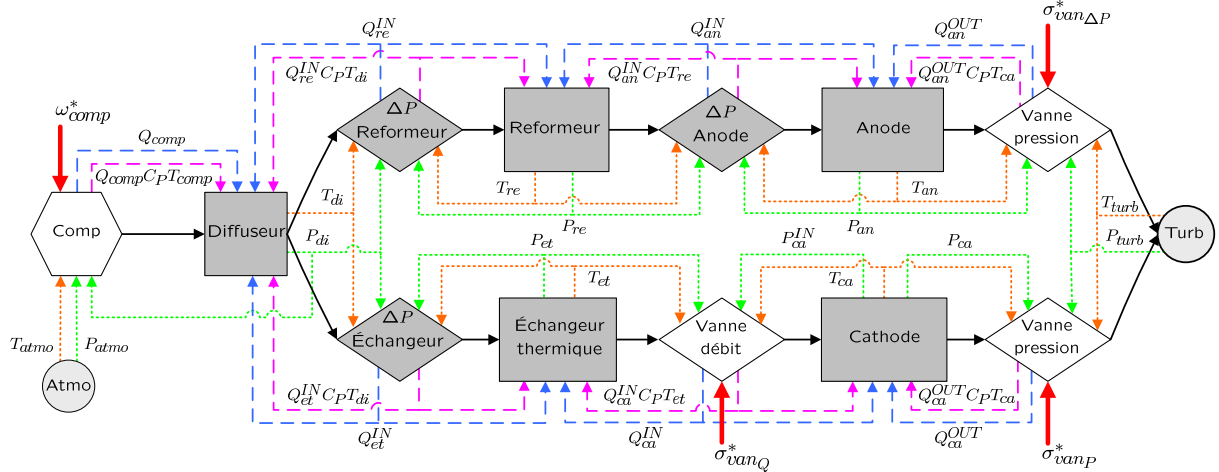


FIG. 3.6 – Structure du modèle global du système d'air expérimental

Finalement, le modèle non-linéaire du système d'air expérimental schématisé par la figure 3.6 comprend cinq chambres pneumatiques ("rectangles grisés" sur la figure), trois pertes de charge statiques ("losanges grisés") et quatre actionneurs : un compresseur ("hexagone") et trois vannes ("losanges").

Dans l'optique de la commande, il faut donc envisager de commander dix états liés à la pneumatique, auxquels il faudra ajouter les états liés à la dynamique des actionneurs (quatre au minimum, si l'on considère des dynamiques du premier ordre). Les entrées du modèle sont les consignes en régime du compresseur et en ouverture des vannes ("flèches en gras" sur la figure).

A noter que les "flèches en pointillés courts" et les "flèches en pointillés longs" représentent respectivement les efforts (pressions, températures) et les flux (débits massiques et enthalpiques) échangés par les différentes composantes du modèle.

### Modélisation thermo-pneumatique

a) Modèle de chambre pneumatique :

Les phénomènes pneumatiques pris en compte dans les chambres pneumatiques sont décrits mathématiquement par les équations d'état d'une capacité pneumatique (élément [C] en topologie bond-graph, se reporter aux équations d'Euler discrétisées présentées au paragraphe 2.2.2) :

$$\begin{aligned}\frac{dm}{dt} &= Q^{IN} - Q^{OUT} \\ \frac{dmu}{dt} &= Q^{IN}C_P T^{IN} - Q^{OUT}C_P T^{OUT}\end{aligned}$$

avec  $m$  et  $mu$  respectivement les masse et énergie interne de la chambre pneumatique,  $Q$  et  $QC_P T$  les débits massiques et enthalpiques entrant et sortant.

La résolution se fait selon la direction du flux, par intégration de ces équations différentielles (non-linéaires et couplées). Dans ce modèle à constantes localisées, dit "0D" (cf. figure 3.7), les variables intensives (pressions et températures) sont déduites de la compressibilité et de l'énergie interne du gaz, et sont supposées uniformes dans le volume de contrôle considéré ; les variables de flux (débits massiques et enthalpiques) sont calculées aux limites à l'aide des modèles d'actionneurs (compresseur, vannes) ou de pertes de charge.

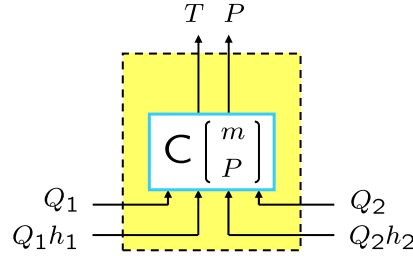


FIG. 3.7 – Modèle dynamique "0D" d'une capacité pneumatique

Les variables d'état associées sont la masse et l'énergie interne, mais pour travailler avec des débits massiques, des pressions et des températures (grandeurs mesurables sur le banc d'essai), on complète les équations d'état à l'aide des définitions de l'énergie :  $u = C_V T$ , et de l'enthalpie :  $h = C_P T$ , qui donnent avec la loi des gaz parfaits et les définitions de  $C_V$  et  $C_P$  (cf. Annexe B) :

$$\begin{aligned}mu &= \frac{V}{\gamma - 1} P \\ h &= \frac{r\gamma}{\gamma - 1} T\end{aligned}$$

En supposant que les sorties  $P$  et  $T$  du modèle de conduit sont égales aux grandeurs mesurées en sortie du conduit, on obtient les nouvelles équations d'état :

$$\frac{dm}{dt} = Q^{IN} - Q^{OUT} \quad (3.1)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{r\gamma}{V} Q^{IN} T^{IN} - \gamma \frac{P Q^{OUT}}{m} \quad (3.2)$$

La température  $T$  est alors déduite de la loi des gaz parfait :

$$T = \frac{PV}{mr} \quad (3.3)$$

Ce modèle à deux états est utilisé pour représenter la dynamique des chambres pneumatiques, dont les volumes respectifs sont documentés dans le tableau 3.1.

COMPOSANTS	Diffuseur	Reformeur	Anode	Echangeur	Cathode
Volume (L)	6,6	10	4,8	2	6,3

TAB. 3.1 – Volumes des différents composants du système d'air (avec conduites associées)

b) Modèle de pertes de charge :

Pour modéliser les pertes de charge de l'échangeur thermique, du reformeur et de l'anode d'une part, et pour calculer le débit massique transmis entre deux composants (chambres pneumatiques) successifs d'autre part, on utilise un modèle statique de pertes de charge (élément [R] en topologie bond-graph), déduit de l'équation de Bernoulli (cf. Annexe B) :

$$Q = S_{eq} \sqrt{\frac{2\rho^{IN}}{\xi_S} (P^{IN} - P)}$$

avec  $S_{eq}$  la section de passage équivalente et  $\xi_S$  le coefficient de pertes de charge singulières (lié à la géométrie du composant).

Or, ces paramètres étant difficilement identifiables, les pertes de charge globales (régulières et singulières) de chaque composant (regroupant un volume, une vanne manuelle et les conduites correspondantes) sont ramenées au modèle général de "perte de charge aux jonctions" suivant :

$$Q_{[et,re,an]}^{IN} = K_{[et,re,an]} \sqrt{\rho_{[et,re,an]}^{IN} (P_{[et,re,an]}^{IN} - P_{[et,re,an]})} \quad (3.4)$$

Le débit massique  $Q_{[et,re,an]}$  entrant dans le composant à la pression  $P_{[et,re,an]}$  est calculé à partir de la pression  $P_{[et,re,an]}^{IN}$  et de la température  $T_{[et,re,an]}^{IN}$  en amont (cf. figure 3.8), qui donnent la masse volumique du flux entrant :

$$\rho_{[et,re,an]}^{IN} = \frac{P_{[et,re,an]}^{IN}}{rT_{[et,re,an]}^{IN}} \quad (3.5)$$

Les coefficients de perte de charge  $K_{[et,re,an]}$  doivent être identifiés sur chaque point de fonctionnement pour que le modèle soit représentatif de la perte de charge variable du composant considéré (cf. tableau 3.3).

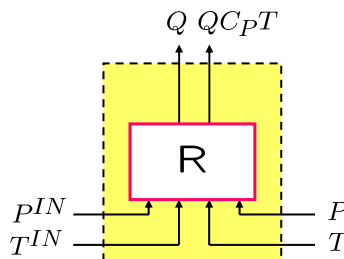


FIG. 3.8 – Modèle statique de pertes de charge

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

En ce qui concerne la cathode, une cartographie donnant la perte de charge en fonction du débit est réalisée (cf. tableau 3.3) :

$$\Delta P_{ca} = P_{ca}^{IN} - P_{ca} = f(Q_{ca})$$

c) Modèle thermique :

Les échanges thermiques dans les conduits (refroidissement du gaz par convection) ayant une dynamique lente comparée à celle liée aux phénomènes pneumatiques (variations de pression), et l'échangeur thermique ne disposant pas de circuit de refroidissement, aucun modèle dynamique de la thermique n'est intégré au modèle global du système d'air (suivant le principe de la séparation des échelles de temps).

La prise en compte des effets thermiques dans le système concerne la dynamique liée aux variations de pression dans les volumes pneumatiques d'une part, la température du flux d'air en sortie compresseur d'autre part. La dynamique d'échauffement du gaz par le "carter chaud" du compresseur étant supposée très lente par rapport à la dynamique de compression, cette température est cartographiée en fonction du point de fonctionnement - donc du débit délivré par le compresseur - et considérée comme un paramètre maintenu constant pour un point de fonctionnement (cf. tableau 3.2) :

$$T_{comp} = g(Q_{comp})$$

d) Identification des paramètres thermo-pneumatiques :

L'identification de l'ensemble des paramètres du modèle est réalisée en balayant la plage de fonctionnement du système d'air (échelle de puissance de 0 à 100%) en boucle fermée, afin d'assurer la bonne répartition des débits dans les branches en régime stationnaire. Les grandeurs  $Q_{comp}$ ,  $Q_{ca}$ ,  $P_{ca}$  et  $\Delta P$  sont les grandeurs régulées avec de simples correcteurs monovariabiles, réglés pour obtenir des points de fonctionnement stables mais sans contraintes de performances. Cette identification est difficile à reproduire en boucle ouverte en raison des forts couplages entre les débits et les pressions, qui rendent justement difficile la répartition des débits dans le circuit (à peu près 75/25 entre la cathode et l'anode).

PUISSANCE	$T_{comp}$	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$Q_{an}$	$P_{di}$	$P_{et}$	$P_{ca}^{IN}$	$P_{ca}$	$P_{re}$	$P_{an}$	$\Delta P$
10	67	9	7	2	1,11	1,10	1,06	1,05	1,06	1,05	0
20	77	17	13	4	1,26	1,24	1,11	1,09	1,11	1,09	0
30	84	24	19	5	1,33	1,29	1,18	1,14	1,16	1,13	10
40	92	32	25	7	1,42	1,36	1,26	1,19	1,21	1,17	20
50	100	40	31	9	1,54	1,45	1,35	1,24	1,27	1,21	30
60	110	48	37	11	1,68	1,56	1,45	1,30	1,32	1,25	50
70	117	56	43	13	1,83	1,68	1,55	1,35	1,38	1,29	60
80	127	63	49	14	1,99	1,81	1,67	1,41	1,44	1,33	80
90	138	72	56	16	2,20	1,98	1,80	1,47	1,50	1,37	100
100	150	80	62	18	2,39	2,13	1,92	1,52	1,57	1,42	100

TAB. 3.2 – Cartographie du système d'air expérimental sur toute sa plage de fonctionnement

Les essais ont été réalisés avec une température ambiante de 20°C et une pression atmosphérique de 1,01 bar. Les débits massiques (en  $\text{g.s}^{-1}$ ), les pressions (en bar) et les températures (en °C) sont mesurées en chaque point caractéristique du circuit pneumatique (cf. tableau 3.2 et figure 3.9). En l'absence de modèle thermique à identifier, le relevé de température dans le circuit se limite dans le tableau à la mesure de la température sortie compresseur  $T_{comp}$ .

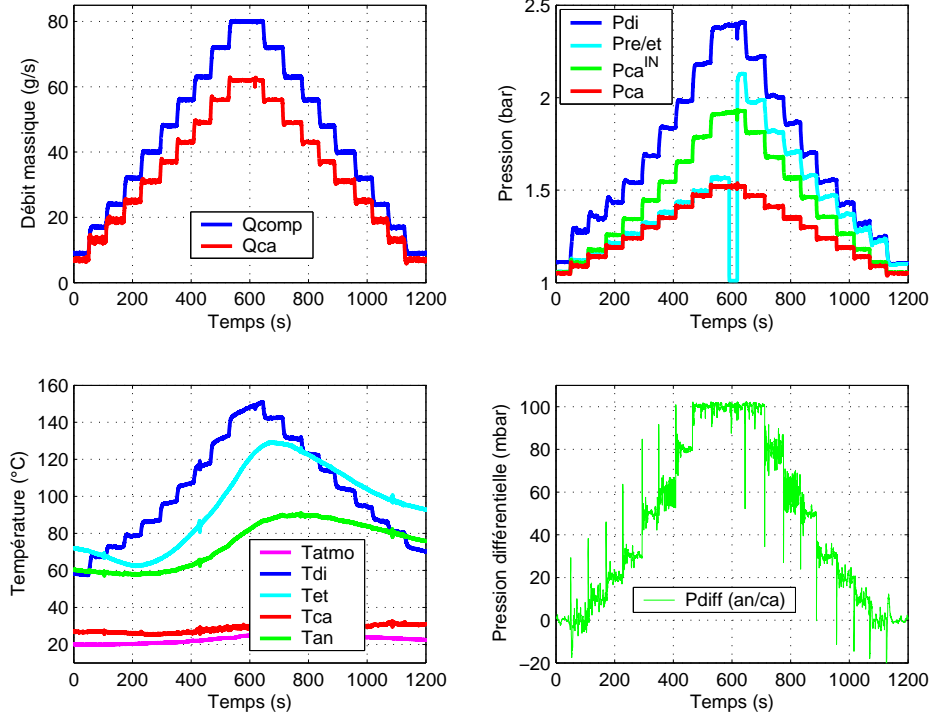


FIG. 3.9 – Profil de fonctionnement du système d'air et relevé des mesures

A noter que, sur le deuxième tracé représentant les mesures de pression, la courbe de couleur "cyan" correspond à la mesure de la pression en sortie du reformeur sur la phase montante du profil, à la mesure de la pression en sortie de l'échangeur thermique sur la phase descendante. Ceci s'explique par le nombre limité de capteurs de pression intégrés au banc d'essai.

PUISSANCE	$K_{et} (\times 10^{-6})$	$K_{re} (\times 10^{-6})$	$K_{an} (\times 10^{-6})$	$\Delta P_{ca} \text{ (mbar)}$
10	208	27	61	10
20	260	29	85	20
30	264	34	86	40
40	266	41	103	70
50	272	45	112	110
60	273	47	120	150
70	275	48	123	200
80	277	45	119	260
90	276	44	124	330
100	274	45	132	400

TAB. 3.3 – Identification des pertes de charge

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

A partir des profils de mesure de la figure 3.9, qui se sont révélés suffisamment reproductibles en mode de fonctionnement nominal (hors phase de démarrage du compresseur), les paramètres des modèles thermo-pneumatiques présentés précédemment peuvent être identifiés directement pour chaque point de fonctionnement. Le tableau 3.3 récapitule les valeurs des coefficients de pertes de charge de l'échangeur thermique, du reformeur et de l'anode d'une part, la valeur de la perte de charge cathodique d'autre part.

Finalement, si l'on trace les profils de pertes de charge des différents composants en fonction du débit massique correspondant (anodique ou cathodique), on observe que les vannes manuelles du système d'air expérimental ont bien été réglées pour respecter les données de dimensionnement de "MDP2" : pertes de charge anodique et cathodique inférieures respectivement à 300 et 400 mbar, perte de charge de l'échangeur thermique minimisée pour garantir une perte de charge suffisante à la vanne de régulation du débit, perte de charge du reformeur importante (cf. figure 3.10).

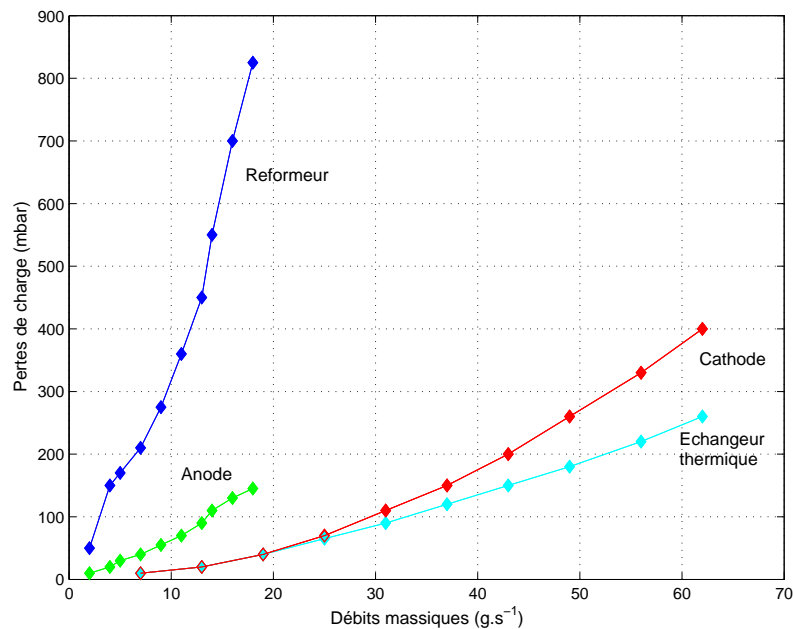


FIG. 3.10 – Cartographie des pertes de charge des différents composants

### Modélisation du compresseur volumétrique

#### a) Identification des paramètres statiques :

Le compresseur volumétrique motorisé, qui génère le débit d'air et qui augmente la pression dans le système, est modélisé à l'aide d'une première cartographie statique (cf. figure 1.28) réalisée sur banc d'essai : cette cartographie de régime fournit le débit massique à partir de la connaissance du régime compresseur<sup>4</sup> et du taux de compression.

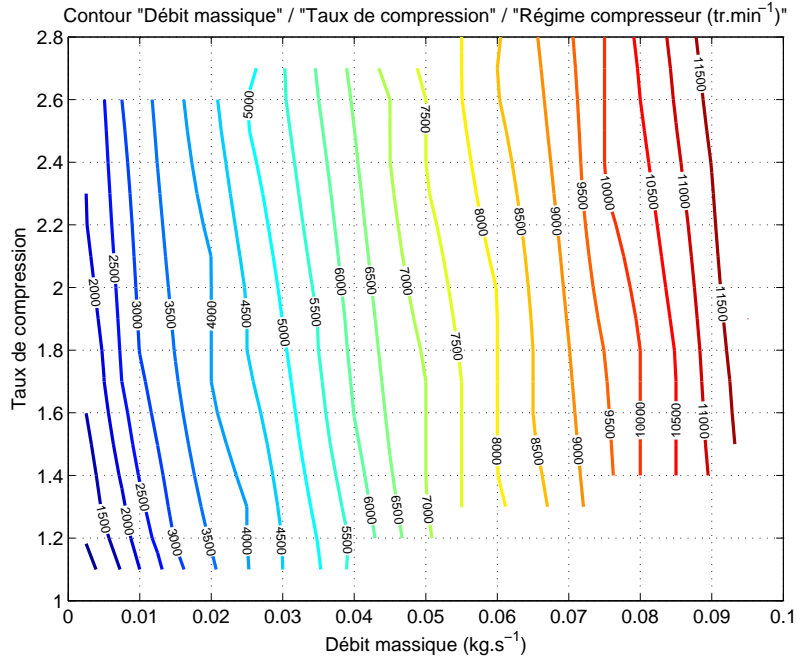


FIG. 3.11 – Cartographie de régime du compresseur Opcon

Il apparaît que la cartographie de régime du compresseur motorisé présente une propriété de linéarité assez remarquable (cf. figure 3.11). On peut en effet caractériser la relation entre le débit massique  $Q_{comp}$  fourni par le compresseur, le régime compresseur  $\omega_{comp}$  et le taux de compression  $P_{di}/P_{atmo}$  par la formule linéaire suivante :

$$Q_{comp} = K_{comp1} \omega_{comp} + K_{comp2} \frac{P_{di}}{P_{atmo}} \quad (3.6)$$

avec  $P_{di}$  la pression de refoulement mesurée dans le diffuseur en sortie du compresseur, et  $(K_{comp1}, K_{comp2})$  les paramètres du compresseur supposés constants (exprimés respectivement en  $\text{kg.s}^{-1}/\text{tr.min}^{-1}$  et en  $\text{kg.s}^{-1}$ ) et déterminés à l'aide d'un algorithme d'identification fondé sur les moindres carrés :

$$\begin{aligned} K_{comp1} &= 9,3 \cdot 10^{-6} \\ K_{comp2} &= -8 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

Si l'on tient compte du fait que la cartographie est la "photographie" du compresseur, soumis à un protocole d'essai dans un état donné, protocole lui-même réalisé avec des capteurs qui

<sup>4</sup>Le moteur du compresseur fourni par Fischer est régulé en vitesse au niveau de son onduleur par une boucle locale réglée par le fabricant Opcon pour satisfaire les spécifications dynamiques imposées par Renault (<1s).

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

présentent une précision et une déviation dans le temps pas forcément maîtrisées, et dans des conditions qui ne seront jamais totalement reproductibles, alors on peut considérer que la modélisation statique du compresseur par la formule linéaire précédente, dont la corrélation est plus ou moins satisfaisante suivant les zones de fonctionnement du compresseur, ne sera pas pénalisante. Cette appréciation qualitative sera vérifiée par la suite.

La cartographie de rendement du compresseur a également été réalisée sur le banc d'essai (cf. figure 3.12), mais pour calculer le débit enthalpique  $Q_{comp}C_P T_{comp}$  fourni par le compresseur, il est plus facile d'utiliser la cartographie linéaire de régime ainsi que la température en sortie du compresseur  $T_{comp}$  donnée pour chaque point de fonctionnement par le tableau 3.2. Ainsi, on tient compte de toutes les formes d'échauffement (compression et convection) du gaz traversant le compresseur, on conserve le caractère linéaire du modèle de compresseur, et on ne cumule pas les erreurs des cartographies de régime et de rendement.

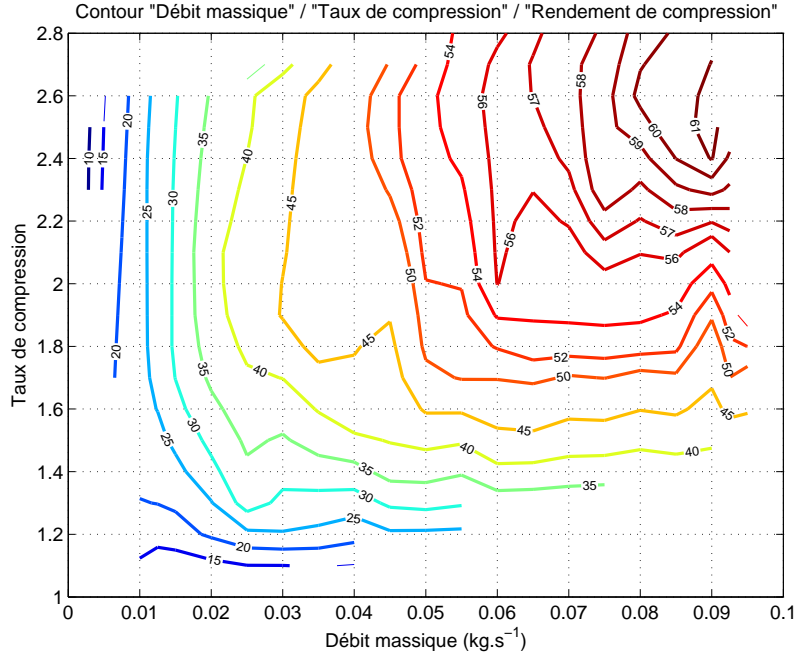


FIG. 3.12 – Cartographie de rendement du compresseur Opcon

#### b) Identification des paramètres dynamiques :

Au modèle statique précédent est associée une fonction de transfert représentant la dynamique de l'asservissement en vitesse du compresseur motorisé. Ce modèle dynamique est identifié en imposant au moteur du compresseur une série d'échelons de consigne de régime représentatifs du fonctionnement du système d'air (cf. figure 3.13).

La mesure du régime, disponible au niveau du moteur, permet d'identifier la forme de second ordre de la réponse du système :

$$\frac{\omega_{comp}}{\omega_{comp}^*} = \frac{1}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_0}s + \frac{s^2}{\omega_0^2}}$$

avec  $\omega_{comp}^*$  la consigne de régime du compresseur,  $\zeta$  le coefficient d'amortissement et  $\omega_0$  la pulsation propre à identifier.



L'estimation de ces paramètres est réalisée avec la méthode du premier dépassement, sur des échelons de consigne en régime montants et descendants (entre 1000 et 12000  $\text{tr.min}^{-1}$ ) et pour différents taux de compression (entre 1 et 2,4 bar).

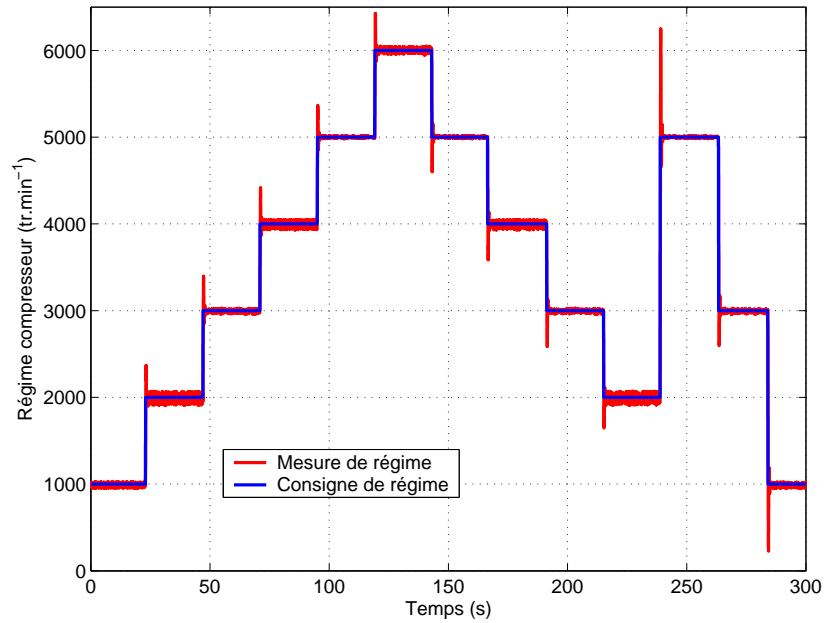


FIG. 3.13 – Mesure du régime du compresseur sur un profil de consigne en régime

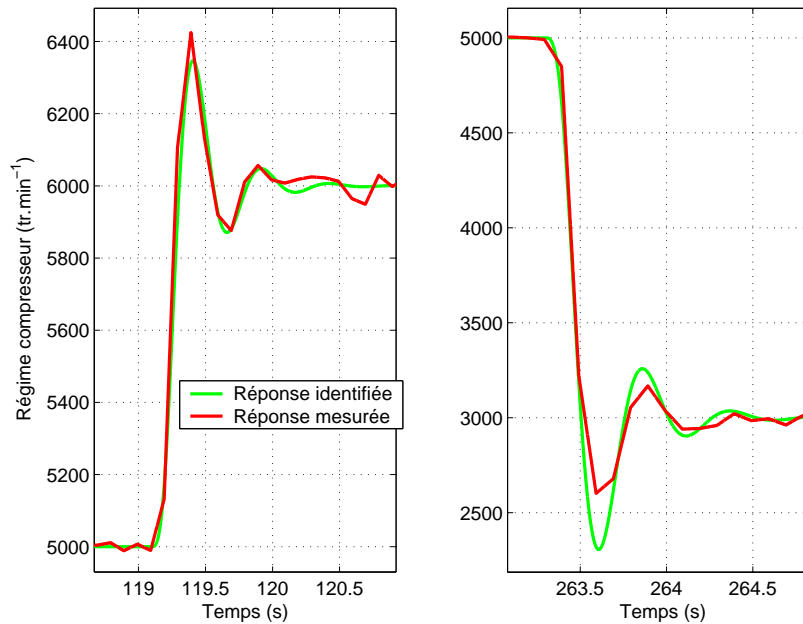


FIG. 3.14 – Identification de la dynamique du compresseur

Les résultats de cette étude montrent que la pulsation propre varie peu avec le régime et le taux de compression : on prendra  $\omega_0 = 24,2 \text{ rad.s}^{-1}$ . Le seul écart apparaît pour un régime faible et un taux de compression élevé, conditions qui ne correspondent pas au fonctionnement du système d'air. Le coefficient d'amortissement  $\zeta$  - relativement constant pour un taux de compression proche de 1 - évolue en fonction du régime pour des taux de compression plus élevés.

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

Mais en considérant les points de fonctionnement suivis par le système d'air (à chaque régime compresseur correspond un taux de compression imposé par le circuit d'air en aval, cf. tableau 3.2), on peut conclure que le coefficient d'amortissement reste proche de la valeur  $\zeta = 0,3$  qui sera retenue par la suite.

Finalement, la dynamique de la réponse en régime du compresseur est donnée par la fonction de transfert du second ordre ayant pour paramètres  $a_{comp} = 0,0248$  et  $b_{comp} = 0,0017$  :

$$\frac{\omega_{comp}}{\omega_{comp}^*} = \frac{1}{1 + a_{comp}s + b_{comp}s^2} \quad (3.7)$$

Le compresseur présente donc un temps de réponse de l'ordre de 260 ms. Ce résultat est confirmé par la figure 3.14 sur deux exemples d'échelons de consigne : pour un échelon montant de  $1000 \text{ tr.min}^{-1}$ , le modèle identifié est très bien corrélé avec la mesure ; pour un échelon de consigne différent (échelon descendant de  $2000 \text{ tr.min}^{-1}$ ) et un taux de compression également distinct, la corrélation reste satisfaisante.

#### c) Limitations du modèle identifié :

Si les paramètres dynamiques constants garantissent une bonne corrélation du modèle avec les mesures grâce à une dynamique du compresseur qui évolue peu avec le point de fonctionnement, les paramètres statiques identifiés et supposés eux aussi constants engendrent quant à eux une erreur sensible sur l'estimation du débit massique fourni par le compresseur (cf. figure 3.15).

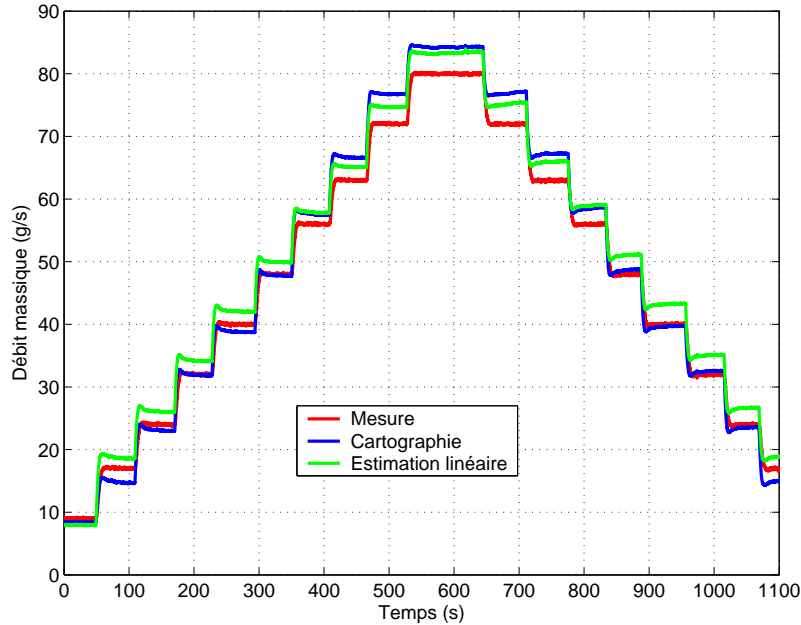


FIG. 3.15 – Comparaison des modèles cartographique et linéaire du compresseur avec la mesure

L'erreur d'estimation des modèles de compresseur est évaluée précisément en Annexe D. Les lois de commande à synthétiser devront en tout présenter un certain degré de robustesse vis-à-vis d'incertitudes sur le gain statique du transfert modélisant le compresseur.

### Modélisation des vannes commandées

#### a) Identification des paramètres statiques :

Le modèle de vanne présenté au chapitre 2 lie par une relation algébrique le débit massique au taux de détente  $P^{OUT}/P^{IN}$  pour la loi de Barré Saint-Venant, ou à la différence de pression  $P^{IN} - P^{OUT}$  entre l'amont et l'aval pour la loi dite "simplifiée" :

$$Q_{van} = S \frac{P^{IN}}{\sqrt{rT^{IN}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)}} \left( \frac{P^{OUT}}{P^{IN}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left( \frac{P^{OUT}}{P^{IN}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$Q_{van} = \alpha_S \sqrt{P^{IN} - P^{OUT}}$$

Mais quelle que soit la loi utilisée, le modèle de vanne commandée est complètement défini lorsque le coefficient lié à la section d'ouverture est bien identifié : il s'agit donc de caractériser la relation entre les coefficients  $S$  et  $\alpha_S$  pour le papillon Siemens considéré et la commande de la vanne. Pour cela, on fixe plusieurs ouvertures successives de la vanne (commande en PWM comprise entre 0 et 100%) et pour chacune, on balaie la plage de débit massique grâce à la commande en vitesse du compresseur et on mesure les pressions en amont et en aval de la vanne. Suivant la méthode des moindres carrés, on identifie un coefficient unique pour chaque ouverture (cf. figure 3.16).

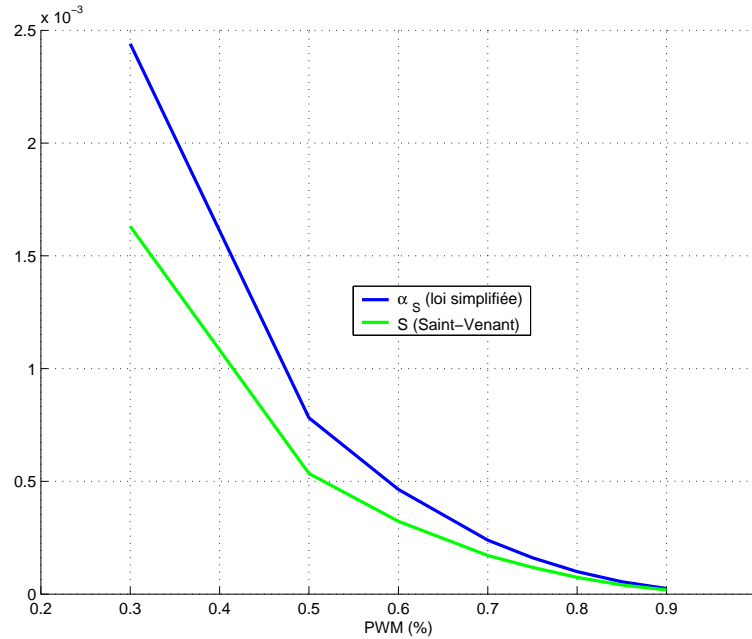


FIG. 3.16 – Identification des coefficients liés à l'ouverture de vanne

Si l'on définit la commande d'ouverture de vanne  $\sigma_{van}$  telle que  $\sigma_{van} = 1 - PWM$ , pour respecter la logique " $\sigma_{van} = 0$ " pour la vanne fermée et " $\sigma_{van} = 1$ " pour la vanne ouverte, on peut interpoler les coefficients d'ouverture ( $\alpha_S$  par exemple) avec un polynôme du second ordre de coefficients ( $K_{van2}$ ,  $K_{van1}$ ), et ainsi modéliser leur variation avec la grandeur de commande (cf. Annexe D) :

$$\alpha_S = K_{van2} \sigma_{van}^2 + K_{van1} \sigma_{van}$$

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

Si l'on compare les deux modèles à la caractéristique de vanne obtenue sur banc d'essai (cf. figure 3.17), on peut conclure que le modèle simplifié donne des résultats satisfaisants pour notre application (taux de détente supérieurs à 0,5).

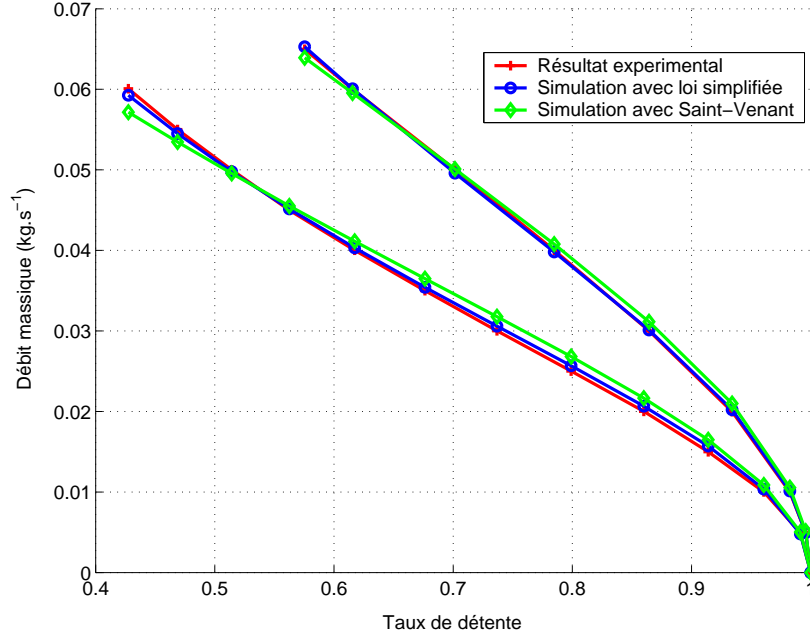


FIG. 3.17 – Comparaison des modèles aux résultats expérimentaux pour 2 ouvertures de vanne

Le modèle statique retenu par la suite pour la modélisation des vannes commandées est donc donné par l'équation algébrique suivante :

$$Q_{van} = (K_{van2}\sigma_{van}^2 + K_{van1}\sigma_{van}) \sqrt{P^{IN} - P^{OUT}}$$

Finalement, on déduit les modèles des trois vannes commandées du système d'air :

$$Q_{ca}^{IN} = (K_{van2}\sigma_{van_Q}^2 + K_{van1}\sigma_{van_Q}) \sqrt{P_{et} - P_{ca} - \Delta P_{ca}} \quad (3.8)$$

$$Q_{ca}^{OUT} = (K_{van2}\sigma_{van_P}^2 + K_{van1}\sigma_{van_P}) \sqrt{P_{ca} - P_{turb}} \quad (3.9)$$

$$Q_{an}^{OUT} = (K_{van2}\sigma_{van_{\Delta P}}^2 + K_{van1}\sigma_{van_{\Delta P}}) \sqrt{P_{an} - P_{turb}} \quad (3.10)$$

avec  $(\sigma_{van_Q}, \sigma_{van_P}, \sigma_{van_{\Delta P}})$  les commandes d'ouverture respectives, et  $(K_{van2}, K_{van1})$  les coefficients constants identifiés à l'aide d'un algorithme d'identification basé sur les moindres carrés :

$$K_{van2} = 0,0036$$

$$K_{van1} = -0,00023$$

#### b) Identification des paramètres dynamiques :

L'asservissement en position du volet de la vanne ne pouvant être identifié faute de mesure de position, la seule information à disposition est la constante de temps spécifiée par le fabricant Siemens (de l'ordre de 100 ms). Au modèle statique présenté ci-dessus est donc associée une fonction de transfert du premier ordre :

$$\frac{\sigma_{van}}{\sigma_{van}^*} = \frac{1}{1 + a_{van}s} \quad (3.11)$$

avec  $\sigma_{van}^*$  la consigne d'ouverture de la vanne et  $a_{van} = 0,1$  s la constante de temps.

## Modèle d'état du système d'air

### a) Introduction au concept d'état :

La théorie moderne de la commande des systèmes repose en grande partie sur le concept d'état d'un système et sur le modèle associé, la représentation d'état. Le concept d'état a été introduit de manière systématique par R.E. Kalman et par les ingénieurs travaillant sur les premières applications spatiales au début des années 60. Il était déjà largement utilisé dans d'autres disciplines scientifiques telles que la Mécanique (formulation Hamiltonienne) ou la Thermodynamique (travaux de H. Poincaré). Par exemple, le comportement macroscopique d'un gaz peut être décrit et prédit sous certaines hypothèses à l'aide d'un nombre fini de variables physiques : le volume  $V$  du gaz ou la pression  $P$  qu'il exerce en un point sont des variables mécaniques alors que la température  $T$  de ce gaz est une variable thermique. L'ensemble de ces variables ( $P, V, T$ ) constitue alors l'état thermodynamique macroscopique du gaz. Celui-ci évolue au cours du temps suivant les conditions de l'environnement extérieur au système (apport de chaleur par exemple) et peut donc être caractérisé par son comportement dynamique.

Cet exemple est généralisable à un système quelconque non nécessairement thermodynamique. Ainsi, l'état dynamique d'un système peut être caractérisé par un ensemble de variables internes appelées variables d'état : cet ensemble résume complètement la configuration dynamique courante du système. Pour cela, il doit contenir les variables d'état nécessaires et suffisantes pour décrire les dynamiques du système. Le choix de cet ensemble minimal n'est pas unique mais doit comporter un nombre toujours identique de variables d'état indépendantes. Cela signifie que les valeurs initiales de chacune des variables d'état peuvent être fixées de manière arbitraire. L'état initial d'un système doit ainsi constituer sa mémoire : étant donné l'état d'un système à un instant donné, la connaissance du passé ne donne pas d'information additionnelle sur le futur comportement du système. Parmi les fonctions possédant cette propriété, on trouve toutes les fonctions résultant d'une intégration :

$$x(t) = \int_{-\infty}^t z(\xi) d\xi = \int_{-\infty}^{t_0} z(\xi) d\xi + \int_{t_0}^t z(\xi) d\xi = x(t_0) + \int_{t_0}^t z(\xi) d\xi$$

$x(t_0)$  résume le passé de la fonction  $x$  jusqu'à l'instant  $t_0$ . Les variables d'état seront les solutions d'équations différentielles du premier ordre.

La représentation d'état est donc un modèle interne structuré, bâti autour du concept d'état et s'appliquant aux systèmes à temps variant et/ou non-linéaires. On considère le système dynamique multivariable de la figure 3.18 ayant pour entrées les composantes du vecteur  $u(t) \in \mathbb{R}^m$ , pour sorties les composantes du vecteur  $y(t) \in \mathbb{R}^p$  et pour vecteur d'état l'ensemble des variables dynamiques  $x(t) \in \mathbb{R}^n$ .

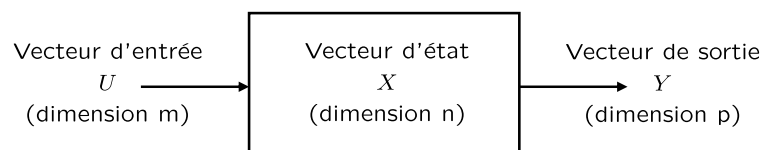


FIG. 3.18 – Représentation d'état d'un système dynamique multivariable

#### b) Représentation d'état du modèle non-linéaire :

Pour déterminer le vecteur d'état  $x(t)$  du système considéré, il faut trouver le vecteur contenant le nombre minimal de variables internes vérifiant la propriété suivante : si, à chaque instant  $t_0$ ,  $x(t_0)$  est connu, alors  $y(t_1)$  et  $x(t_1)$  peuvent être déterminés de manière unique pour tout  $t_1 \geq t_0$ , si  $u(t)$  est connu sur l'intervalle  $[t_0, t_1]$ .

Le vecteur d'état  $x(t)$  appartient à un espace vectoriel  $\varepsilon$ , défini comme l'espace d'état. L'évolution du système peut être représentée au moyen des trajectoires d'état, lieu dans l'espace d'état  $\varepsilon$  du point de coordonnées  $x(t)$  dans le repère choisi.

Le modèle du système d'air expérimental - tel que défini dans les paragraphes précédents - comprend 15 états, parmi lesquels il faut distinguer, d'une part, les 10 états liés aux phénomènes pneumatiques (états  $m$  et  $P$  dans chacun des 5 volumes), et d'autre part, les 5 états liés à la dynamique des actionneurs. On peut ainsi définir le vecteur d'état  $X_{proc}$  lié au procédé :

$$X_{proc} = \begin{bmatrix} m_{di} & m_{et} & m_{ca} & m_{re} & m_{an} & P_{di} & P_{et} & P_{ca} & P_{re} & P_{an} & \omega_{comp} & \dot{\omega}_{comp} & \sigma_{van_Q} & \sigma_{van_P} & \sigma_{van_{\Delta P}} \end{bmatrix}^T$$

Tout système dynamique peut être représenté par ses équations d'état définies comme un ensemble d'équations différentielles du premier ordre appelées équations dynamiques et un ensemble d'équations algébriques appelées équations de sortie ou de mesure :

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f[x(t), u(t), t] \\ y(t) &= h[x(t), u(t), t] \end{aligned}$$

où  $x(t) \in \mathbb{R}^n$ ,  $u(t) \in \mathbb{R}^m$  et  $y(t) \in \mathbb{R}^p$  sont respectivement les vecteurs d'état, de commande et de sortie. La fonction  $f : \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}^n$  est une fonction de Lipschitz par rapport à  $x$ , continue par rapport à  $u$  et continue par morceaux par rapport à  $t$  pour que le système d'équations précédent ait une solution unique.

Dans une optique de commande, le procédé considéré présente 4 grandeurs de sortie à commander, à partir de 4 grandeurs de commande. On peut ainsi définir les vecteurs de commande  $U_{proc}$  et de sortie  $Y_{proc}$  suivants :

$$U_{proc} = \begin{bmatrix} \omega_{comp}^* & \sigma_{van_Q}^* & \sigma_{van_P}^* & \sigma_{van_{\Delta P}}^* \end{bmatrix}^T \quad Y_{proc} = \begin{bmatrix} Q_{comp} & Q_{ca} & P_{ca} & \Delta P \end{bmatrix}^T$$

et en déduire les équations d'état et de mesure :

$$\begin{aligned} \dot{X}_{proc} &= f[X_{proc}, U_{proc}, t] \\ Y_{proc} &= h[X_{proc}, U_{proc}, t] \end{aligned}$$

Pour cela, on considère :

- les coefficients de l'air ( $r$ ,  $\gamma$ ) et les différents volumes  $V_{[di,et,ca,re,an]}$  comme des constantes,
- les conditions d'environnement  $P_{atmo}$  et  $P_{turb}$  comme entrées perturbatrices (supposées constantes pendant le fonctionnement),
- les coefficients ( $a_{comp}$ ,  $b_{comp}$ ,  $K_{comp1}$ ,  $K_{comp2}$ ) liés au compresseur et les coefficients ( $a_{van}$ ,  $K_{van1}$ ,  $K_{van2}$ ) liés aux vannes de contrôle comme des paramètres constants,

- les grandeurs  $(T_{comp}, \Delta P_{ca})$  et les coefficients  $(K_{et}, K_{re}, K_{an})$  comme des paramètres dépendant du point de fonctionnement.

On définit alors le système d'état décrit par le modèle mathématique suivant :

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= K_{comp1}x_{11} + K_{comp2}\frac{x_6}{P_{atmo}} - K_{et}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_7)} - K_{re}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_9)} \\
 \dot{x}_2 &= K_{et}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_7)} - K_{van_Q}(x_{13})\sqrt{x_7 - x_8 - \Delta P_{ca}} \\
 \dot{x}_3 &= K_{van_Q}(x_{13})\sqrt{x_7 - x_8 - \Delta P_{ca}} - K_{van_P}(x_{14})\sqrt{x_8 - P_{turb}} \\
 \dot{x}_4 &= K_{re}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_9)} - K_{an}\sqrt{\frac{x_4}{V_{re}}(x_9 - x_{10})} \\
 \dot{x}_5 &= K_{an}\sqrt{\frac{x_4}{V_{re}}(x_9 - x_{10})} - K_{van_{\Delta P}}(x_{15})\sqrt{x_{10} - P_{turb}} \\
 \dot{x}_6 &= \frac{r\gamma}{V_{di}}T_{comp}\left(K_{comp1}x_{11} + K_{comp2}\frac{x_6}{P_{atmo}}\right) - \gamma\frac{x_6}{x_1}\left(K_{et}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_7)} + K_{re}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_9)}\right) \\
 \dot{x}_7 &= \gamma\frac{V_{di}}{V_{et}}K_{et}\frac{x_6}{x_1}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_7)} - \gamma K_{van_Q}(x_{13})\frac{x_7}{x_2}\sqrt{x_7 - x_8 - \Delta P_{ca}} \\
 \dot{x}_8 &= \gamma\frac{V_{et}}{V_{ca}}K_{van_Q}(x_{13})\frac{x_7}{x_2}\sqrt{x_7 - x_8 - \Delta P_{ca}} - \gamma K_{van_P}(x_{14})\frac{x_8}{x_3}\sqrt{x_8 - P_{turb}} \\
 \dot{x}_9 &= \gamma\frac{V_{di}}{V_{re}}K_{re}\frac{x_6}{x_1}\sqrt{\frac{x_1}{V_{di}}(x_6 - x_9)} - \gamma K_{an}\frac{x_9}{x_4}\sqrt{x_9 - x_{10}} \\
 \dot{x}_{10} &= \gamma\frac{V_{re}}{V_{an}}K_{an}\frac{x_9}{x_4}\sqrt{\frac{x_4}{V_{re}}(x_9 - x_{10})} - \gamma K_{van_{\Delta P}}(x_{15})\frac{x_{10}}{x_5}\sqrt{x_{10} - P_{turb}} \\
 \dot{x}_{11} &= x_{12} \\
 \dot{x}_{12} &= \frac{1}{b_{comp}}(u_1 - x_{11} - a_{comp}x_{12}) \\
 \dot{x}_{13} &= \frac{1}{a_{van}}(u_2 - x_{13}) \\
 \dot{x}_{14} &= \frac{1}{a_{van}}(u_3 - x_{14}) \\
 \dot{x}_{15} &= \frac{1}{a_{van}}(u_4 - x_{15})
 \end{aligned}$$

avec les fonctions polynomiales  $K_{van_Q}(x_{13})$ ,  $K_{van_P}(x_{14})$  et  $K_{van_{\Delta P}}(x_{15})$  définies par :

$$\begin{aligned}
 K_{van_Q}(x_{13}) &= K_{van2}x_{13}^2 + K_{van1}x_{13} \\
 K_{van_P}(x_{14}) &= K_{van2}x_{14}^2 + K_{van1}x_{14} \\
 K_{van_{\Delta P}}(x_{15}) &= K_{van2}x_{15}^2 + K_{van1}x_{15}
 \end{aligned}$$

Les équations de sortie sont données par les modèles statiques des actionneurs pour les débits massiques, par les variables d'état elles-même pour les pressions :

$$\begin{aligned}
 y_1 &= K_{comp1}x_{11} + K_{comp2}\frac{x_6}{P_{atmo}} \\
 y_2 &= K_{van_Q}(x_{13})\sqrt{x_7 - x_8 - \Delta P_{ca}} \\
 y_3 &= x_8 \\
 y_4 &= x_8 - x_{10}
 \end{aligned}$$

### 3.2.3 Conditionnement du modèle pour la commande

#### Normalisation

La modélisation du système d'air considéré amène à travailler avec des grandeurs physiques dont les valeurs vont de  $1.10^{-3}$  kg.s<sup>-1</sup> à  $3.10^5$  Pa, ce qui peut entraîner des problèmes numériques lors de l'analyse des modèles (analyse de commandabilité ou d'observabilité, réduction de modèle...) ou de la synthèse des lois de commande. Pour y remédier, une méthode de normalisation, ou *scaling* (cf. [41]), est appliquée au modèle non-linéaire du système d'air. Par souci de clarté, cette normalisation restera transparente dans la suite de l'étude.

La normalisation d'un modèle a pour objectif de rendre les entrées, les sorties et les perturbations d'importance égale, en divisant chacune de ces variables par sa valeur maximale :

$$X_{norm} = \frac{X}{X_{max}} \quad Y_{norm} = \frac{Y}{Y_{max}} \quad U_{norm} = \frac{U}{U_{max}}$$

Pour cela, il faut définir dans leurs unités respectives les plages de variations des états, des entrées et des sorties du modèle du système d'air : le débit massique et la pression évoluent selon le profil de fonctionnement du système d'air ; la plage de variation de la masse est déduite de celles de la pression et de la température, cette dernière étant limitée par la température de flux maximale supportée par le compresseur ; les plages de variations des commandes en régime et en ouverture sont définies par le fonctionnement des actionneurs.

$$\begin{array}{ll} m \in [0; 150.10^{-3}] & Q \in [0; 0,08] \\ P \in [1.10^5; 3.10^5] & \omega \in [1000; 12000] \\ T \in [293; 450] & \sigma \in [0; 1] \end{array}$$

#### Linéarisation autour d'un point de fonctionnement

Le modèle mathématique du système d'air présenté précédemment est un système d'équations différentielles non-linéaires en les variables pertinentes (produits et rapports de variables d'état, fonctions "racine carrée"). Ce modèle, pour aussi précis qu'il soit, n'en est pas moins difficile à manipuler mathématiquement dans l'optique de la synthèse de lois de commande. Il est donc important à ce stade de la modélisation de pouvoir disposer d'un modèle mathématique linéaire suffisamment représentatif du système physique réel afin d'y appliquer les divers outils d'analyse et de synthèse existants, outils qui fourniront des informations essentielles sur le système non-linéaire par l'étude des modèles linéaires tangents. Pour cela, la linéarisation autour d'un point d'équilibre est la méthode la plus courante utilisée pour approcher un système non-linéaire par un système linéaire stationnaire invariant (LTI, cf. Annexe D). On aboutit alors à la représentation d'état suivante :

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A(t)x(t) + B(t)u(t) \\ y(t) &= C(t)x(t) + D(t)u(t) \end{aligned}$$

où les matrices ( $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ) sont constantes.



a) Calcul du point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement du système d'air est défini par les quatre grandeurs à commander :

$$\begin{aligned} y_1^0 &= Q_{comp}^0 \\ y_2^0 &= Q_{ca}^0 \\ y_3^0 &= P_{ca}^0 \\ y_4^0 &= \Delta P^0 \end{aligned}$$

On peut en déduire le débit anodique  $Q_{an}^0 = y^0 = y_1^0 - y_2^0$  et la pression anodique  $P_{an}^0 = y_3^0 - y_4^0$ .

A partir du point de fonctionnement et de la cartographie du système d'air expérimental rappelée dans le tableau 3.4 (mesures des débits massiques et des pressions en régime permanent), on peut déduire les 5 états correspondant aux pressions dans les différents volumes :

$$\begin{aligned} x_6^0 &= P_{di}^0 \\ x_7^0 &= P_{et}^0 \\ x_8^0 &= P_{ca}^0 \\ x_9^0 &= P_{re}^0 \\ x_{10}^0 &= P_{an}^0 \end{aligned}$$

Il reste d'une part à calculer les 5 états correspondant aux masses dans les différents volumes.

$$\begin{aligned} x_1^0 &= m_{di} = \frac{V_{di}}{rT_{comp}} x_6^0 \\ x_2^0 &= m_{et} = \frac{V_{et}}{V_{di}} \left( \frac{x_1^0 x_7^0}{x_6^0} \right) \\ x_3^0 &= m_{ca} = \frac{V_{ca}}{V_{et}} \left( \frac{x_2^0 x_8^0}{x_7^0} \right) \\ x_4^0 &= m_{re} = \frac{V_{re}}{V_{di}} \left( \frac{x_1^0 x_9^0}{x_6^0} \right) \\ x_5^0 &= m_{an} = \frac{V_{an}}{V_{re}} \left( \frac{x_4^0 x_{10}^0}{x_9^0} \right) \end{aligned}$$

D'autre part, l'état lié au régime du compresseur  $x_{11}^0 = \omega_{comp}^5$  est obtenu par inversion du modèle linéaire :

$$x_{11}^0 = \frac{1}{K_{comp1}} \left( y_1^0 - K_{comp2} \frac{x_6^0}{P_{atmo}} \right)$$

Les 3 états liés aux ouvertures de vannes :

$$\begin{aligned} x_{13}^0 &= \sigma_{van_Q} \\ x_{14}^0 &= \sigma_{van_P} \\ x_{15}^0 &= \sigma_{van_{\Delta P}} \end{aligned}$$

---

<sup>5</sup>En régime permanent, l'état lié à l'accélération du compresseur devient  $x_{12}^0 = 0$ .

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

sont les solutions des polynômes  $K_{van_Q}(x_{13}^0)$ ,  $K_{van_P}(x_{14}^0)$  et  $K_{van_{\Delta P}}(x_{15}^0)$  donnés par :

$$\begin{aligned} K_{van_Q}(x_{13}^0) &= \frac{y_2^0}{\sqrt{x_7^0 - x_8^0 - \Delta P_{ca}}} \\ K_{van_P}(x_{14}^0) &= \frac{y_2^0}{\sqrt{x_8^0 - P_{turb}}} \\ K_{van_{\Delta P}}(x_{15}^0) &= \frac{y^0}{\sqrt{x_{10}^0 - P_{turb}}} \end{aligned}$$

PUISSANCE	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$	$\Delta P$	$P_{di}$	$P_{et}$	$P_{re}$	$P_{an}$
10	9	7	1,05	0	1,11	1,10	1,06	1,05
20	17	13	1,09	0	1,26	1,24	1,11	1,09
30	24	19	1,14	10	1,33	1,29	1,16	1,13
40	32	25	1,19	20	1,42	1,36	1,21	1,17
50	40	31	1,24	30	1,54	1,45	1,27	1,21
60	48	37	1,30	50	1,68	1,56	1,32	1,25
70	56	43	1,35	60	1,83	1,68	1,38	1,29
80	63	49	1,41	80	1,99	1,81	1,44	1,33
90	72	56	1,47	100	2,20	1,98	1,50	1,37
100	80	62	1,52	100	2,39	2,13	1,57	1,42

TAB. 3.4 – Cartographie des points de fonctionnement du système d'air expérimental

Enfin, les entrées sont directement déduites des états correspondants :

$$\begin{aligned} u_1^0 &= x_{11}^0 \\ u_2^0 &= x_{13}^0 \\ u_3^0 &= x_{14}^0 \\ u_4^0 &= x_{15}^0 \end{aligned}$$

#### b) Calcul formel du modèle linéaire :

A l'aide d'un outil de calcul formel, le modèle non-linéaire du système d'air présenté précédemment est linéarisé autour du point de fonctionnement  $(y_1^0, y_2^0, y_3^0, y_4^0)$  considéré. Finalement, on obtient un modèle linéarisé du système d'air tel que :

$$\begin{aligned} \dot{X}_{proc} &= A_{proc}X_{proc} + B_{proc}U_{proc} \\ Y_{proc} &= C_{proc}X_{proc} \end{aligned}$$

avec  $(A_{proc}, B_{proc}, C_{proc})$  les matrices d'état du procédé, constantes pour le point de fonctionnement considéré (puisque les paramètres n'évoluent pas avec le temps). Un exemple de calcul des matrices sur un point de fonctionnement est illustré en Annexe D.

Si le procédé reste dans le voisinage d'un point de fonctionnement nominal, on peut ne raisonner que sur le linéarisé tangent de ce modèle en ce point, ce qui permet l'emploi des résultats de l'Automatique linéaire pour analyser le procédé et synthétiser des lois de commandes.

### Ajout des modèles de capteurs

Pour prendre en compte les dynamiques prépondérantes du système d'air expérimental, la dynamique des capteurs ne peut être négligée dans le modèle de commande. En effet, comme il a été précisé au paragraphe 3.1, la réponse des capteurs de pression peut être supposée instantanée ; en revanche, les débitmètres intégrés au banc d'essai présentent des temps de réponse significatifs. Par conséquent, un modèle linéaire des deux capteurs de débit est ajouté au modèle linéaire du procédé<sup>6</sup> :

$$\begin{aligned}\dot{X}_{capt} &= A_{capt}X_{capt} + B_{capt}Y_{proc} \\ Y_{capt} &= C_{capt}X_{capt}\end{aligned}$$

Les deux états supplémentaires représentent les dynamiques des débitmètres uniquement :

$$\begin{aligned}\frac{Q_{comp}^\#}{Q_{comp}} &= \frac{1}{1 + a_{bronk}s} \\ \frac{Q_{ca}^\#}{Q_{ca}} &= \frac{1}{1 + a_{cox}s}\end{aligned}$$

avec  $Q_{comp}^\#$  la mesure du débit massique  $Q_{comp}$  fourni par le compresseur par le débitmètre Bronkhorst de constante de temps  $a_{bronk}$ , et  $Q_{ca}^\#$  la mesure du débit massique  $Q_{ca}$  traversant la cathode par le débitmètre Cox de constante de temps  $a_{cox}$ .

Il en résulte un modèle global du système d'air à commander dont le vecteur d'état  $X_{syst}$  d'ordre 17 comprend les états  $X_{proc}$  liés au procédé pneumatique et les états  $X_{capt}$  liés aux capteurs :

$$X_{syst} = \begin{bmatrix} X_{proc} \\ X_{capt} \end{bmatrix}$$

En supposant que la variation du débit réel est aussi rapide que celle du régime compresseur, les constantes de temps des débitmètres ont été identifiées aux valeurs suivantes (exprimées en secondes) suite à une campagne d'identification par analyse indicielle (avec des échelons d'amplitudes variées autour des différents points de fonctionnement) :

$$\begin{aligned}a_{bronk} &= 3 \\ a_{cox} &= 0,8\end{aligned}$$

---

<sup>6</sup>Cette prise en compte des dynamiques des capteurs ne sera pas nécessaire avec les débitmètres performants spécifiés pour le système d'air de la phase MDP2 du projet RESPIRE.

### 3.2.4 Validation du modèle de commande

Il s'agit à présent de valider le modèle linéaire du système d'air expérimental, en comparaison du modèle non-linéaire d'une part, des résultats expérimentaux d'autre part.

Dans un premier temps, on impose des petites variations en échelons aux entrées de ce modèle tangent, calculé autour du point de fonctionnement correspondant au niveau de puissance de 50% :

$$\begin{aligned} Q_{comp}^0 &= y_1^0 = 0,040 \\ Q_{ca}^0 &= y_2^0 = 0,031 \\ P_{ca}^0 &= y_3^0 = 1,24.10^5 \\ \Delta P &= y_4^0 = 0,030 \end{aligned}$$

et on compare les réponses obtenues en boucle ouverte à celles du modèle non-linéaire dont il est dérivé. Les échelons considérés (un changement de point de fonctionnement engendre des variations simultanées des commandes sur les différents actionneurs) ont des amplitudes correspondant au passage du point de fonctionnement à son voisin : échelons simultanés montants de 50% à 60% (cf. figure 3.19), échelons simultanés descendants de 50% à 40% (cf. figure 3.20).

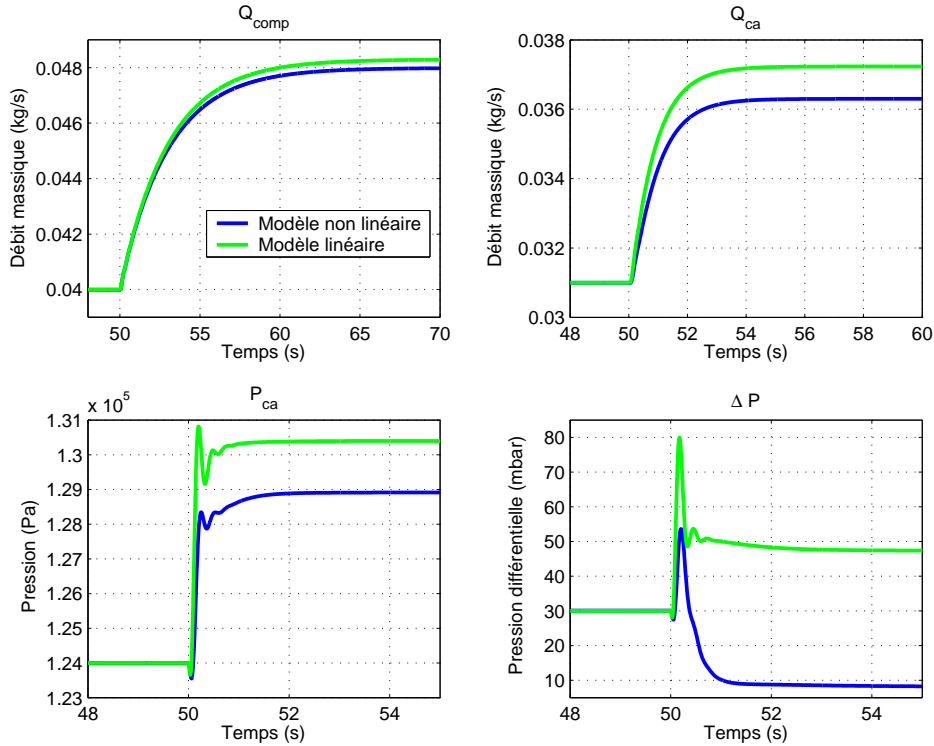


FIG. 3.19 – Comparaison des modèles linéaire et non-linéaire sur des échelons montants

Outre la bonne corrélation des sorties des deux modèles sur le point considéré, on observe des dynamiques équivalentes, ainsi que des erreurs sur les régimes permanents pour le modèle linéaire, engendrées par la dispersion des gains avec le changement de point de fonctionnement.

Il est difficile de comparer plus précisément la dynamique des débits puisque les dynamiques des capteurs sont intégrées aux deux modèles. En revanche, à partir des mesures rapides de

pression, on peut remarquer que le comportement à "non minimum de phase" de la pression cathodique - lié au couplage engendré par la présence d'une vanne de débit et d'une vanne de pression au sein de la même branche - est bien conservé.

Enfin, le comportement des sorties " $\Delta P$ " diffère sensiblement : si les dynamiques sont bien représentatives des dynamiques de pression dans le circuit, la comparaison des régimes permanents présente une erreur importante. Ceci s'explique par l'effet cumulé des écarts entre les déterminations des régimes permanents des débits et pressions par les deux modèles.

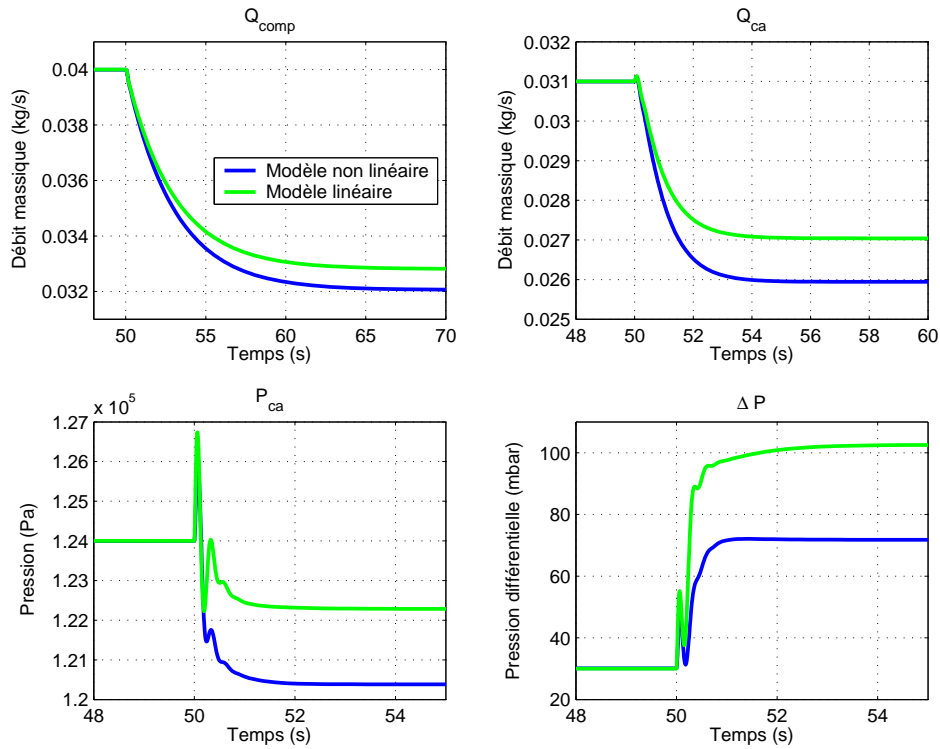


FIG. 3.20 – Comparaison des modèles linéaire et non-linéaire sur des échelons descendants

Sur des échelons de consignes descendants, on retrouve des réponses similaires, avec des couplages encore plus évidents, reproduits aussi bien par le modèle non-linéaire que par le modèle linéaire : comportements à non minimum de phase sur les débit et pression cathodiques, variations des pressions différentielles comparables...

Dans un second temps, on souhaite vérifier la validité du modèle linéarisé autour de 50% sur plusieurs points de fonctionnement, en comparant ses réponses aux mesures (cf. figure 3.21). Ainsi, on souhaite s'assurer qu'un modèle tangent calculé en ce point de fonctionnement permet de prédire de manière encore satisfaisante le comportement dynamique du système sur d'autres points. Pour cela, pour être représentatif du fonctionnement du système d'air, des échelons de consigne successifs (montants et descendants) sont imposés simultanément au compresseur et aux vannes.

### 3.2 Modélisation du système d'air pour la commande

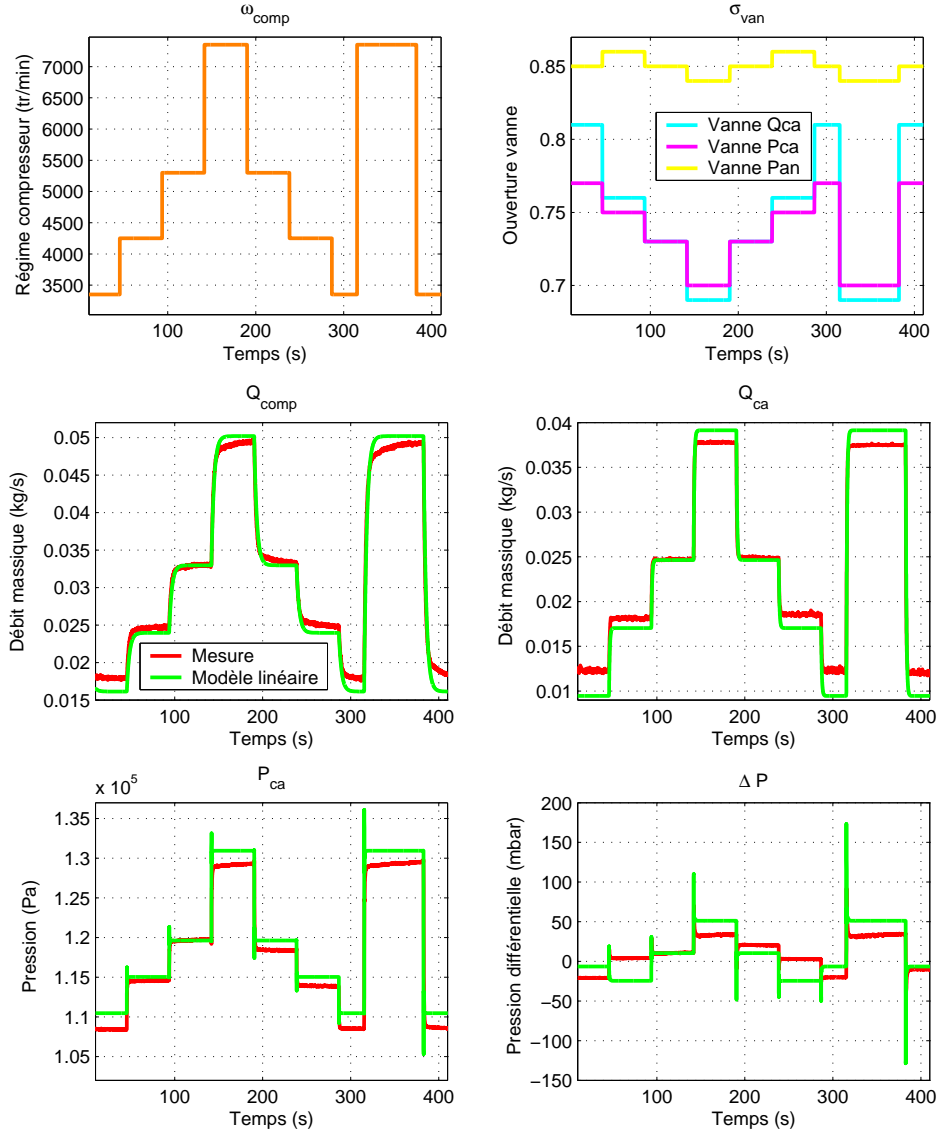


FIG. 3.21 – Modèle linéaire en comparaison des mesures sur la plage de fonctionnement

La figure 3.21 confirme que le comportement du modèle linéaire est bien corrélé avec les mesures au point de fonctionnement pour lequel il a été calculé :

$$Q_{comp}^0 = 0,032 \text{ kg.s}^{-1} \quad ; \quad Q_{ca}^0 = 0,025 \text{ kg.s}^{-1} \quad ; \quad P_{ca}^0 = 1,19.10^5 \text{ Pa} \quad ; \quad \Delta P^0 = 20 \text{ mbar}$$

En outre, les dynamiques sont bien respectées et les erreurs en régime permanent restent raisonnables : ceci implique une faible dispersion des gains statiques avec le point de fonctionnement.

Il est donc démontré qu'un modèle réduit du système d'air - construit sur la base d'équations représentatives des lois de la physique, et paramétré à l'aide de coefficients judicieusement choisis et identifiés - peut prédire de manière très satisfaisante le comportement dynamique du système réel. Il restera à vérifier *a posteriori* la robustesse de la commande vis-à-vis de la variation de point de fonctionnement.

### 3.3 Analyse du modèle linéaire du système d'air

#### 3.3.1 Introduction en vue de la commande

Tout d'abord, il s'agit d'analyser la dispersion des gains et des valeurs propres du système causée par les variations de point de fonctionnement, afin de mieux appréhender les couplages (cf. figures 3.22) et la dépendance des différents paramètres comparativement au point de fonctionnement. Ensuite, une analyse de sensibilité vis-à-vis des paramètres permettra d'étudier leur influence sur la dynamique du système. L'objectif est de justifier les hypothèses considérées dans la phase de modélisation et de mettre en évidence la nécessité ou pas d'adapter la régulation au point de fonctionnement, ou de choisir le point de fonctionnement le mieux adapté à la synthèse d'un régulateur unique.

Il s'agira en outre d'étudier de manière classique comment les états du modèle linéaire sont influencés par les entrées, et quelle information les sorties mesurées donnent sur les états du système à travers les concepts de commandabilité et d'observabilité. Enfin, une analyse structurale amènera des perspectives de réduction du modèle à travers le concept de "grammien".

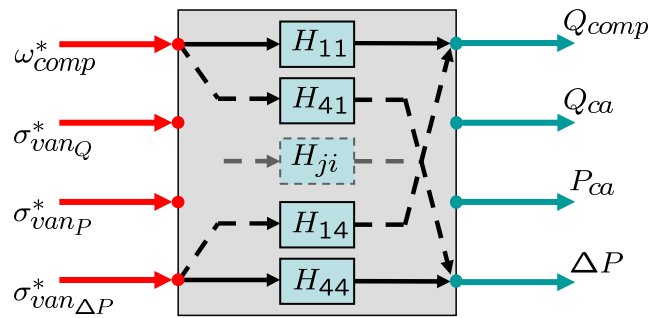


FIG. 3.22 – Transferts directs  $H_{ii}$  et transferts de couplage  $H_{ji}$  du système à commander

Il faut préciser que toutes les études de cette section sont réalisées à partir des différents transferts du système, issus du modèle normalisé et linéarisé du système d'air expérimental (dynamiques des capteurs non encore prises en compte).

#### 3.3.2 Analyse des transferts en fonction du point de fonctionnement

##### Analyse des gains statiques

En première approche, l'étude des transferts directs  $H_{ii}$  sur quatre points de fonctionnements différents (cf. diagrammes de Bode en gain de la figure 3.23) permet de caractériser le comportement du système. A travers le transfert  $H_{11}$  qui lie le régime du compresseur au débit massique qu'il fournit, on observe une très faible dispersion des gains statiques, liée à la prise en compte par le modèle du taux de compression et à la boucle de régulation locale sur le régime compresseur. Les transferts  $H_{22}$ ,  $H_{33}$  et  $H_{44}$  - qui lient les ouvertures des vannes au débit ou aux pressions correspondants - présentent des dispersions de gain plus sensibles, ce qui met en évidence la problématique du contrôle des vannes en fonction du point de fonctionnement.

### 3.3 Analyse du modèle linéaire du système d'air

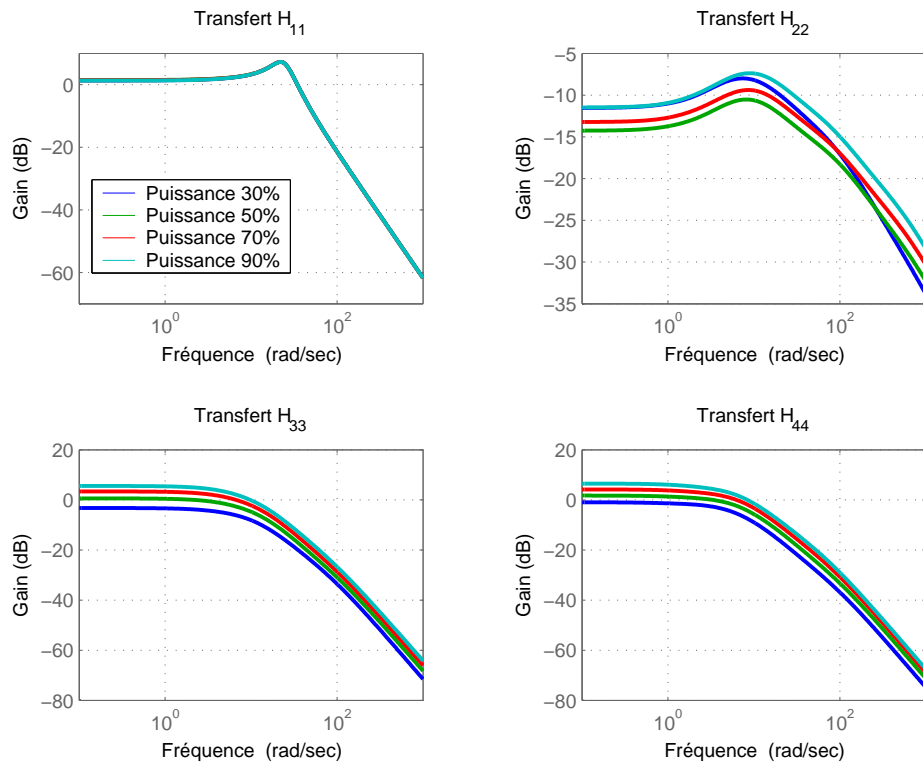


FIG. 3.23 – Diagrammes de Bode des transferts  $H_{ii}$  pour différents points de fonctionnement

En évaluant les gains des différents transferts  $H_{ij}$  du modèle du système d'air pour chaque point du profil du fonctionnement (de 10 à 90% de la puissance maximale), on obtient les cartes de gains présentées en figures 3.24 à 3.27.

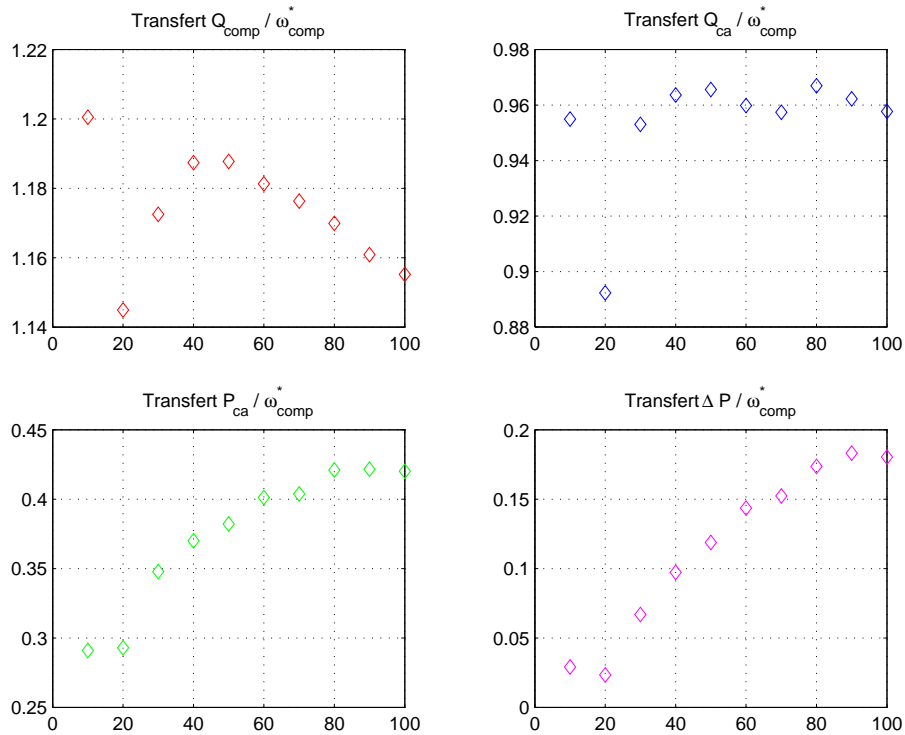
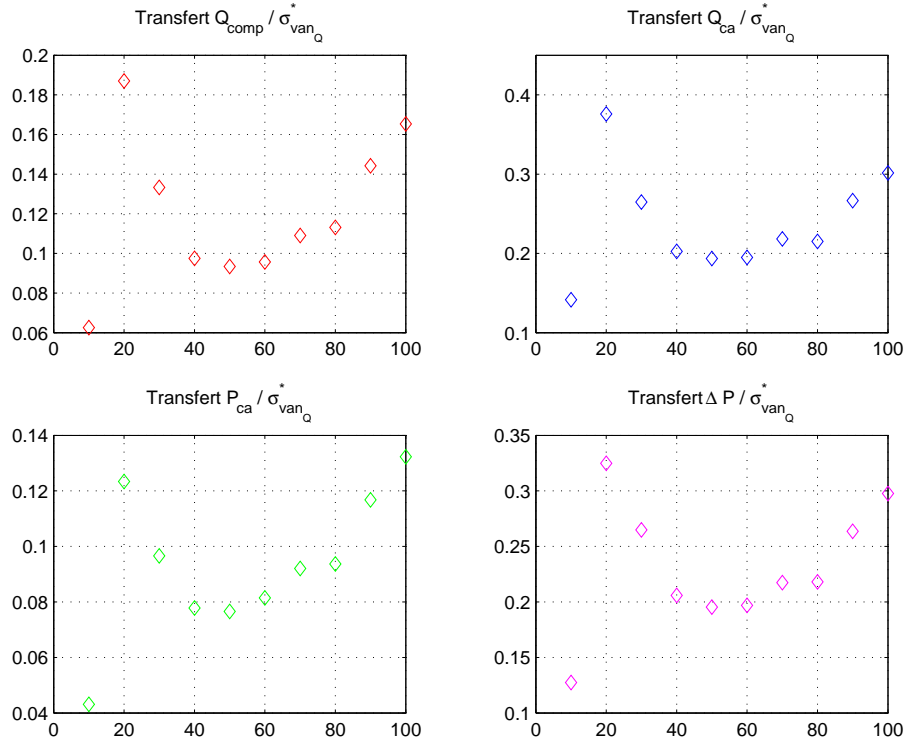
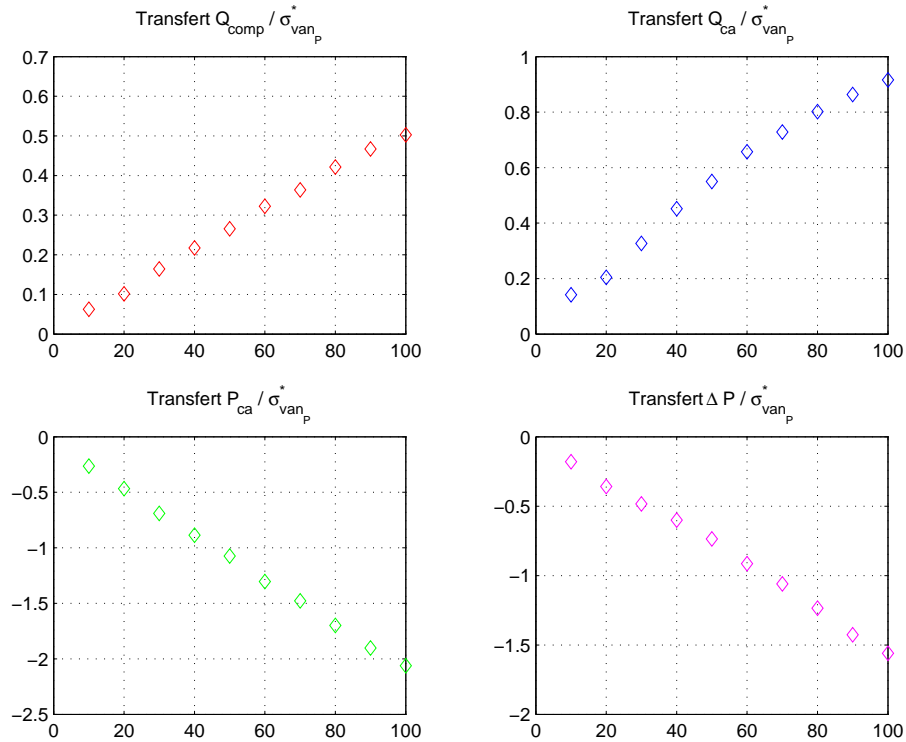


FIG. 3.24 – Dispersion des gains des transferts  $H_{j1}$  avec le point de fonctionnement




 FIG. 3.25 – Dispersion des gains des transferts  $H_{j2}$  avec le point de fonctionnement

 FIG. 3.26 – Dispersion des gains des transferts  $H_{j3}$  avec le point de fonctionnement

Hormis pour les transferts entre le régime compresseur  $\omega_{comp}^*$  et les débits  $Q_{comp}$  et  $Q_{ca}$  pour lesquels les gains statiques sont quasiment invariants (grâce à la régulation locale du moteur du compresseur), on note une augmentation générale des gains statiques des différents transferts

### 3.3 Analyse du modèle linéaire du système d'air

(directs et de couplage) avec l'augmentation du point de fonctionnement : la synthèse d'une loi de commande à partir d'un modèle 90% doit permettre de remplir les objectifs de stabilité pour tous les points de fonctionnement considérés, au détriment des performances.

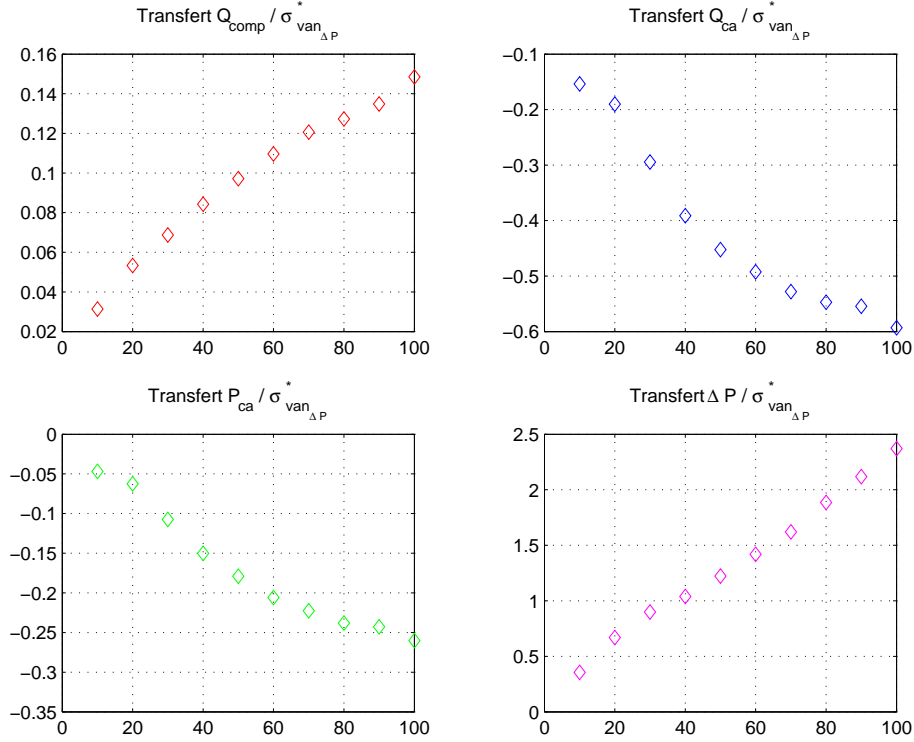


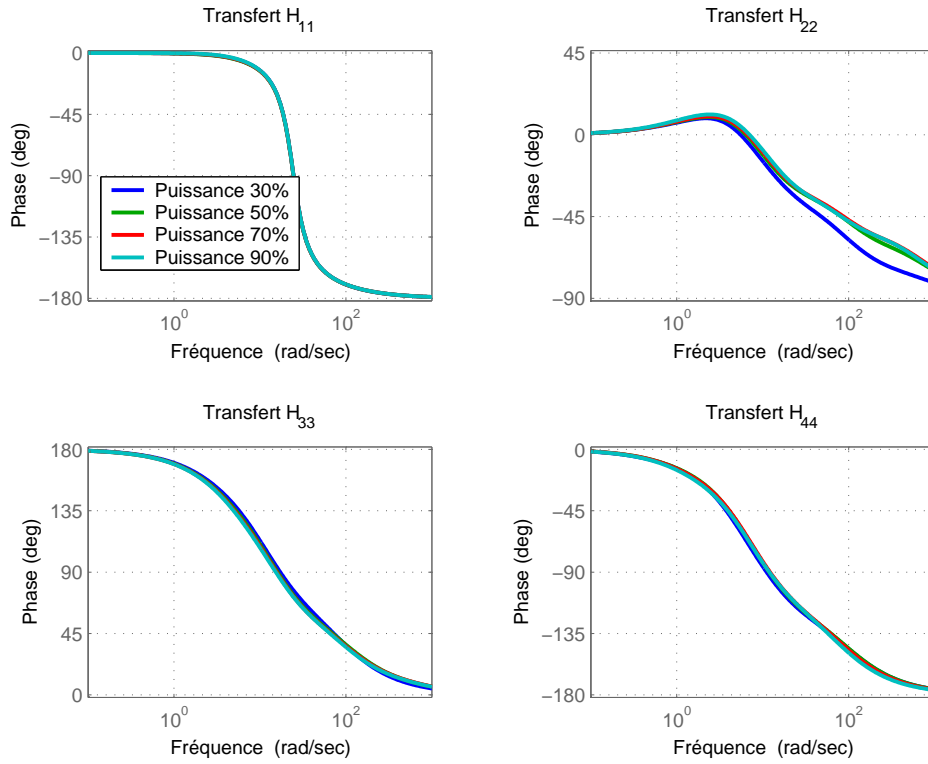
FIG. 3.27 – Dispersion des gains des transferts  $H_{j4}$  avec le point de fonctionnement

### Analyse dynamique

De la même manière que pour les gains statiques, en analysant les transferts directs  $H_{ii}$  sur quatre points de fonctionnements différents (cf. diagrammes de Bode en phase de la figure 3.28), on observe que les variations de phase avec le point de fonctionnement sont très faibles.

Sur le diagramme de Bode en phase du transfert  $H_{11}$ , on retrouve le comportement dynamique de la régulation du régime compresseur, qui permet de délivrer un débit indépendamment du point de fonctionnement. Dans le cas du transfert  $H_{22}$ , des variations de pôles apparaissent, mais pour des fréquences supérieures à 10  $rad/s$ . Pour les transferts  $H_{33}$  et  $H_{44}$ , le comportement dynamique dominant invariant est représentatif du temps de réponse des vannes (pour mémoire,  $a_{van} = 100ms$ ) et varie donc très peu avec le point de fonctionnement.

Pour une analyse plus précise de la dispersion des pôles du système en fonction du point de fonctionnement, on peut se limiter à l'étude du modèle à 10 états, représentatif des phénomènes pneumatiques. En effet, les dynamiques des actionneurs et des capteurs sont supposées invariantes.


 FIG. 3.28 – Diagrammes de Bode des transferts  $H_{ii}$  pour différents points de fonctionnement

Avec l'augmentation du point de fonctionnement (cf. figures 3.29 et 3.30), on constate une diminution de l'amortissement de certains pôles (notamment les plus lents), mais ceux-ci restent suffisamment "haute fréquence" pour que ces variations ne soient pas trop pénalisantes pour la synthèse d'une loi de commande.

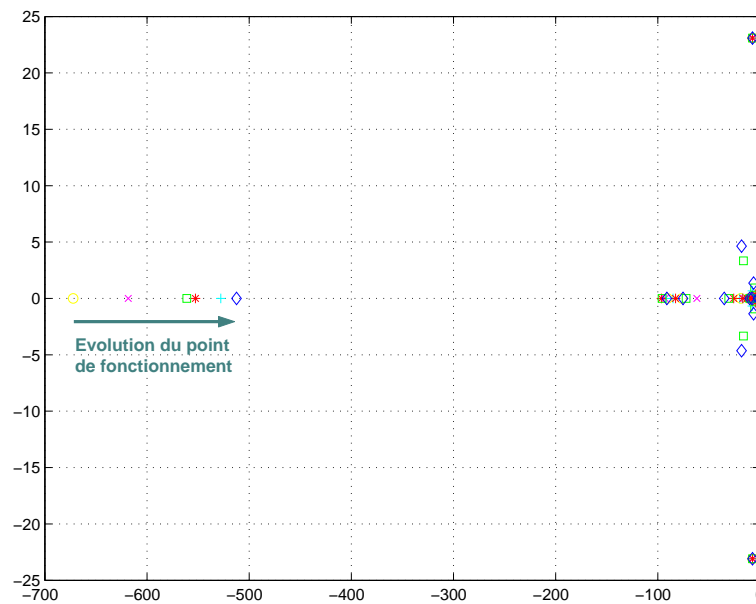


FIG. 3.29 – Dispersion des pôles avec le point de fonctionnement

### 3.3 Analyse du modèle linéaire du système d'air

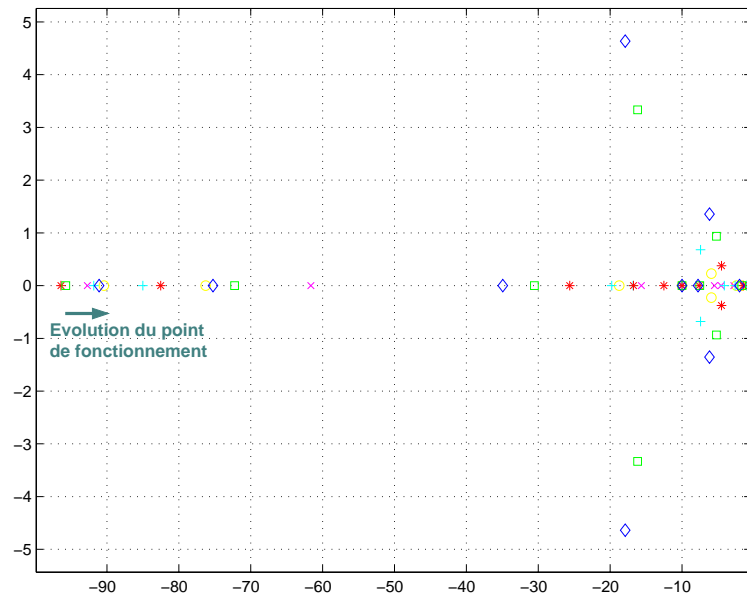


FIG. 3.30 – Dispersion des pôles "basse fréquence" avec le point de fonctionnement

Grâce à l'analyse des différents transferts du système étudié, et compte tenu des bandes passantes prises en compte dans une optique de commande (temps de réponse de l'ordre de la seconde), on peut conclure que, malgré leur dispersion, la variation des pôles devrait avoir une influence faible sur les performances d'une loi de commande.

#### 3.3.3 Analyse de sensibilité

##### Rappel des paramètres du modèle

Après avoir étudié l'importance du point de fonctionnement, nous allons réaliser une analyse de sensibilité par rapport aux paramètres.

Tout d'abord, les paramètres physiques tels que la constante de l'air  $\gamma$ , dont la variation avec la température est négligeable, ou les conditions d'environnement (pression et température atmosphériques) d'une part, les paramètres des actionneurs et des capteurs d'autre part, peuvent être supposés constants. Pour ces derniers, la déviation liée au vieillissement par exemple devra être prise en compte par la robustesse de la commande. En revanche, les paramètres qui semblent les plus influents sont le volume du système et la température en sortie du compresseur.

##### Influence sur la dispersion des pôles

###### a) Volume du système :

Pour rappel, le système d'air expérimental comprend cinq volumes - représentatifs des trois réacteurs (anode, cathode, reformeur), de l'échangeur thermique et du diffuseur - pour un volume total d'environ 30 L. Si l'on fait varier ce volume de 10 à 100 L, on observe que les pôles du système deviennent moins rapides mais aussi moins oscillants (cf. figure 3.31).

La sensibilité des pôles du système au paramètre "volume" était prévisible, mais cette observation rappelle qu'un volume important peut pénaliser les réponses dynamiques du système (indépendamment des performances et de la sollicitation des actionneurs).

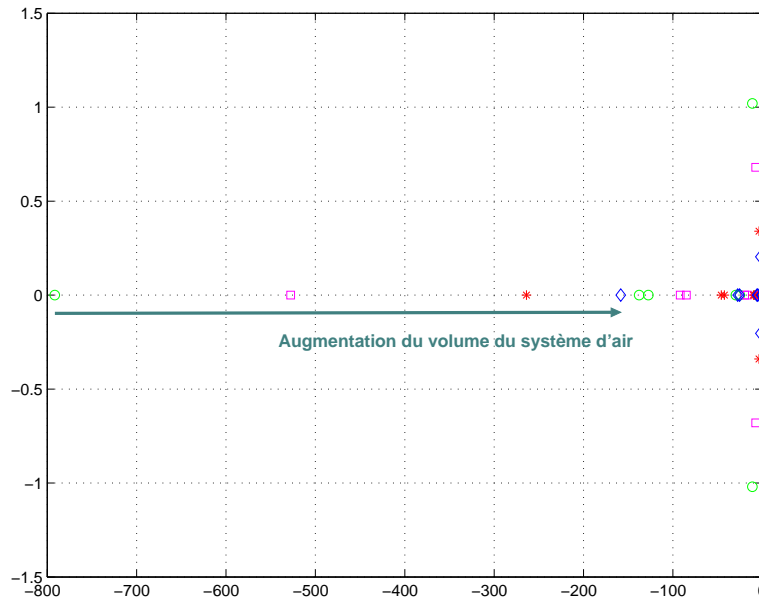


FIG. 3.31 – Influence du volume des composants sur la dynamique du système

b) Température sortie compresseur :

Si l'on fait varier la température en sortie du compresseur de 90 à 150°C, on observe que les pôles du système deviennent moins rapides, et donc que ce paramètre est lui aussi influent.

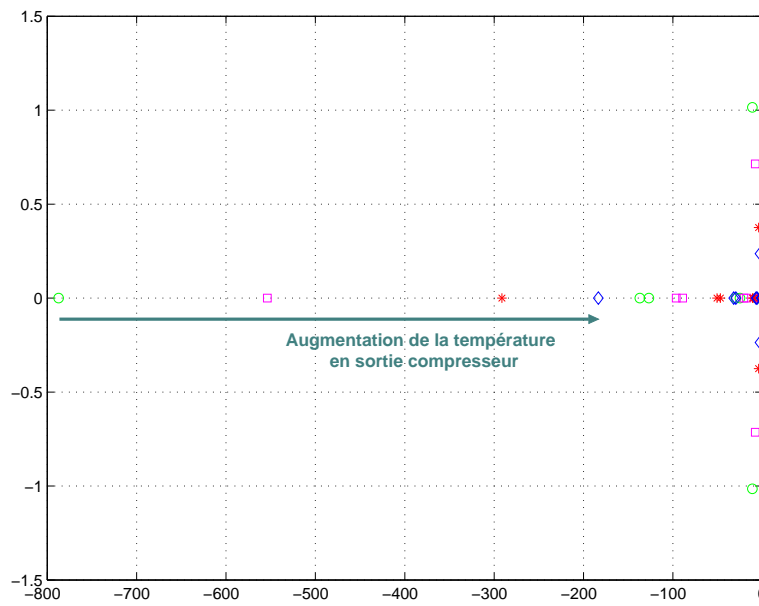


FIG. 3.32 – Influence de la température en sortie compresseur sur la dynamique du système

c) Pression turbine :

Pour conclure cette analyse de sensibilité, il est intéressant d'étudier l'influence du niveau de pression dans le système d'air. Pour cela, on peut faire évoluer la pression  $P_{turb}$  en sortie du système, en prévision de l'intégration d'un deuxième étage de compression.

Cette étude n'est pas réalisable sur le modèle linéaire du système puisqu'il a été identifié par rapport au système expérimental (avec une pression  $P_{turb} = P_{atmo}$ ), mais l'étude sur un modèle

### 3.3 Analyse du modèle linéaire du système d'air

à une seule branche (cf. [42]) et les études trouvées dans la littérature permettent d'évaluer qualitativement les incidences du fonctionnement à "haute pression".

#### 3.3.4 Analyse structurelle du modèle

##### Vérification des propriétés de commandabilité et d'observabilité

Pour cette étude, on considère le modèle linéaire représentatif du procédé, qui comprend 15 états pour 4 entrées et 4 sorties.

La commandabilité a pour objet de caractériser la capacité d'un système à voir ses caractéristiques dynamiques modifiées par les entrées : il s'agit d'une propriété caractéristique du couplage entre l'entrée et l'état du système et fera donc intervenir les matrices  $A$  et  $B$ .

R.E. Kalman a proposé un critère simple construit à partir de ces deux matrices : un système LTI d'équation dynamique  $\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t)$ , où  $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$  et  $B \in \mathbb{R}^{n \times m}$ , est commandable si et seulement si la matrice de commandabilité  $\mathcal{C}$  est de rang  $n$  :

$$\text{rang}(\mathcal{C}) = \text{rang} \left( \begin{bmatrix} B & AB & \dots & A^{n-1}B \end{bmatrix} \right) = n$$

Dans notre cas, la matrice de commandabilité  $\mathcal{C}$  est bien de rang 15 sur toute la plage de fonctionnement.

L'observabilité a pour objet de caractériser la capacité pour un système à connaître l'historique d'un état interne à partir de la seule connaissance de variables de sortie mesurées : il s'agit d'une propriété cruciale pour les systèmes dont le vecteur d'état n'est pas entièrement accessible à la mesure, mais doit être reconstruit, estimé ou filtré à partir des données fournies par la sortie.

Un critère de Kalman existe également pour la notion d'observabilité et fait intervenir la matrice dynamique  $A$  et la matrice de sortie  $C$  : un système LTI est observable ssi la matrice d'observabilité  $\mathcal{O}$  est de rang  $n$  :

$$\text{rang}(\mathcal{O}) = \text{rang} \left( \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \dots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \right) = n$$

Dans notre cas, la matrice d'observabilité  $\mathcal{O}$  est bien de rang 15 sur toute la plage.

##### Grammiens de commandabilité et d'observabilité

Une représentation équilibrée est déterminée pour les modèles en choisissant une base de l'espace d'état qui conduit à des grammiens de commandabilité et d'observabilité de valeurs singulières identiques.

L'analyse de ces grammiens pour les modèles linéarisés obtenus montre qu'une réduction de modèle pourrait être envisagée puisque les valeurs singulières de ces grammiens présentent une forte dispersion. Cette dispersion reste du même ordre de grandeur quand le point de fonctionnement varie.

Un modèle simplifié d'ordre 5 pourrait être adopté pour tous les points de fonctionnement, en considérant une élimination des modes correspondant à une valeur singulière de grammien inférieure au dixième de la valeur singulière maximale (cf. tableau 3.5).

PUISSANCE	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\sigma_{max}$	1,6475	1,5976	1,6384	1,6559	1,6608	1,6614	1,6604	1,6680	1,6766	1,8065
	0,9679	0,9530	0,9680	0,9691	0,9704	1,1196	1,2712	1,4602	1,6300	1,6564
	0,2993	0,5001	0,6587	0,7919	0,9411	0,9717	0,9745	0,9890	1,0172	1,0919
	0,2082	0,3257	0,4299	0,5276	0,6166	0,7097	0,7886	0,8854	0,9434	0,9647
	0,1633	0,3013	0,2847	0,2808	0,3061	0,3393	0,3685	0,4031	0,4336	0,4537
	0,0400	0,0981	0,0956	0,0871	0,0987	0,1126	0,1244	0,1373	0,1507	0,1649
	0,0329	0,0599	0,0741	0,0807	0,0820	0,0860	0,0967	0,1019	0,1248	0,1383
	0,0226	0,0440	0,0479	0,0435	0,0450	0,0486	0,0544	0,0591	0,0688	0,0756
	0,0108	0,0163	0,0184	0,0228	0,0278	0,0326	0,0368	0,0424	0,0465	0,0505
	0,0038	0,0109	0,0149	0,0153	0,0158	0,0165	0,0170	0,0177	0,0187	0,0194
	0,0026	0,0050	0,0047	0,0044	0,0055	0,0066	0,0077	0,0089	0,0100	0,0109
	0,0015	0,0025	0,0036	0,0040	0,0048	0,0056	0,0064	0,0073	0,0081	0,0089
	0,0007	0,0010	0,0025	0,0038	0,0032	0,0027	0,0023	0,0022	0,0029	0,0042
	0,0005	0,0007	0,0010	0,0011	0,0010	0,0008	0,0006	0,0014	0,0020	0,0020
$\sigma_{min}$	0,0003	0,0006	0,0006	0,0006	0,0005	0,0003	0,0004	0,0006	0,0005	0,0004

TAB. 3.5 – Valeurs singulières

## 3.4 Conclusion

Si la modélisation physique et la simulation en parallèle sous *MATLAB/Simulink* et *AMESim* ont permis d'aboutir dans le Chapitre 2 à un modèle représentatif du système d'alimentation en air réel, l'objectif de ce chapitre a été de présenter le modèle - réduit et conditionné pour la commande - qui en a été dérivé. Par la modélisation à paramètres localisés des phénomènes pneumatiques d'une part, par l'identification des paramètres des actionneurs d'autre part, le modèle conserve une bonne prédiction, ce qui a été vérifié en simulation comme sur le banc d'essai.

Les bonnes corrélations statique et représentativité dynamique du modèle linéaire obtenu pour le système d'air global donnent une bonne confiance pour la synthèse de lois de commande à partir du modèle. L'analyse détaillée de ce dernier a en outre permis de mettre en relief la sensibilité de ses caractéristiques (statiques et dynamiques) au point de fonctionnement et aux paramètres.

Enfin, une réduction du modèle en vue de l'intégration automobile et d'une réduction de l'ordre des correcteurs peut être envisagée. Afin de garder le sens physique des différentes variables d'état, il a été choisi de ne pas mettre en place cette réduction de modèle dans la suite des travaux de thèse.





Troisième partie

Commande et résultats



## Chapitre 4

# Synthèse de lois de commande pour le système d'air

### 4.1 Formulation du problème de commande

#### 4.1.1 Spécificités liées à l'application "pile à combustible"

Le rôle stratégique du système d'alimentation en air dans un véhicule à pile à combustible avec reformage embarqué - qui participe au bon fonctionnement statique et dynamique du module de puissance - et les enjeux pour la commande qui en découlent ont été précisés au paragraphe 1.3.4. Si l'on décline ces contraintes au système d'air expérimental, la problématique revient à contrôler les débits massiques et les pressions dans les branches anodique et cathodique, le tout avec une source de débit unique et un niveau de pression élevé.

Pour chaque changement de point de fonctionnement, les débits et les pressions évoluent simultanément dans le système. Et puisque ces grandeurs physiques sont fortement couplées, une variation du régime compresseur, comme une variation d'ouverture d'une vanne, modifie à la fois les débits et les pressions dans le système d'air. Dans le cas d'un système d'air multibranches avec un compresseur comme seule source de débit, ces phénomènes de couplages pneumatiques peuvent également intervenir entre les deux branches, et sont en outre amplifiés par le fonctionnement à haute pression (cf. section 3.3).

#### 4.1.2 Cahier des charges du système d'air expérimental

Le problème de commande revient ici à réguler quatre grandeurs (deux débits massiques et deux pressions) à l'aide de quatre actionneurs (se reporter au paragraphe "Structure de commande" de la section 3.1). Du point de vue des performances, il s'agit d'une part d'alimenter les réacteurs en air le plus rapidement et le plus précisément possible, d'autre part d'assurer le niveau de pression correspondant au point de fonctionnement souhaité (jusqu'à 2,5 bar).

Du point de vue de la protection du *stack* - point sensible du module de puissance - il s'agit d'une part de privilégier les débits (qui assurent les stœchiométries du procédé électrochimique) par rapport aux pressions, d'autre part d'éviter les fortes variations de pression engendrées par les couplages (qui affectent directement la durée de vie de la membrane). Enfin, si l'on considère l'importance du système d'air dans l'optimisation énergétique du module de puissance, l'objectif

de réduction de la consommation des actionneurs - et donc de leur sollicitation par la commande - vient s'ajouter aux critères précédents.

Plus précisément, les contraintes imposées par le fonctionnement du module de puissance MDP2 du projet RESPIRE (rappelées entre parenthèses dans les points ci-dessous) se déclinent en plusieurs objectifs pour la commande du système d'alimentation en air :

- réaliser les consignes de débits et de pressions avec des temps de réponse<sup>1</sup> inférieurs à 3 secondes (pour prendre en compte le temps de réponse du reformeur et pour permettre des transitoires de l'ordre de 5 secondes pour la fourniture de puissance électrique par le module de puissance) ;
- réaliser les consignes de débit d'air à la cathode et au reformeur à 1% près en régime permanent (pour respecter les stœchiométries des réactifs) ;
- réaliser la consigne de pression en sortie du *stack* à 1% près en régime permanent (pour garantir l'équilibre du bilan d'eau) ;
- limiter les dépassements en transitoire à 5% pour les débits massiques (pour éviter les sous-stœchiométries sur les échelons de consigne descendants notamment), à 10% pour les pressions (pour ne pas déstabiliser le bilan d'eau et assécher la membrane de la pile) ;
- assurer de faibles variations pour la différence de pression en sortie de la pile ( $\Delta P < 300$  mbar entre l'anode et la cathode pour assurer la tenue mécanique de la membrane).

### 4.1.3 Revue de commandes dans la littérature

Si l'on considère le cahier des charges contraint lié à l'application "pile à combustible" conjugué à l'objectif final d'intégration dans un véhicule, un choix doit être réalisé parmi les différentes méthodes de synthèse de correcteurs en se limitant dans le cadre de ce travail aux techniques issues des systèmes linéaires stationnaires<sup>2</sup>.

### Introduction aux méthodes de synthèse

Les principaux objectifs de la commande sont de stabiliser le système si celui-ci est instable, d'annuler l'erreur statique en régime permanent et d'améliorer les propriétés dynamiques de façon à obtenir un régime transitoire qui répond au cahier des charges souhaité. Une première solution consiste à suivre les méthodes classiques de l'Automatique fréquentielle, en partant du correcteur le plus simple à réaliser et le plus couramment utilisé en pratique : le régulateur Proportionnel Intégral (PI). Mais le caractère fortement non-linéaire et couplé du système d'air à commander d'une part, la recherche d'une méthode simple de mise au point d'autre part, conduisent à évaluer les améliorations que peut apporter en régime transitoire et/ou perturbé une loi de commande multivariable (MIMO<sup>3</sup>) plus évoluée.

<sup>1</sup>Le temps de réponse est défini ici comme le temps d'établissement à  $\pm 5$  % de la valeur finale.

<sup>2</sup>Les techniques non-linéaires ne sont pas envisagées compte tenu de l'ordre élevé du système considéré et des incertitudes sur le modèle.

<sup>3</sup>*Multi-Input Multi-Output*.

## 4.1 Formulation du problème de commande

Dans le cadre de ces travaux, la commande multivariable a été abordée à partir d'une approche par retour d'état. Rappelons que la synthèse d'une commande comporte dans ce cas deux étapes principales : dans un premier temps, il s'agit de calculer un retour d'état en supposant que toutes les variables d'état sont mesurées ; dans un second temps, un observateur permettant de reconstruire les variables d'état à partir des seules mesures disponibles peut être calculé. Chacune de ces étapes peut être abordée soit en s'intéressant à la dynamique qui en résulte (par l'approche modale), soit en optimisant un critère quadratique fonction des états et des commandes (par l'approche Linéaire Quadratique). Dans les deux cas, on cherche à tirer profit de la connaissance du système à asservir (à travers un modèle "physique" et sa représentation d'état).

Enfin, quelle que soit la méthode de synthèse mise en œuvre, la problématique de robustesse consiste à essayer de prendre le maximum de garanties *a priori* pour que le correcteur synthétisé sur un modèle fonctionne effectivement sur le système physique avec des marges suffisantes de stabilité. Contrairement aux méthodes de synthèse  $H_\infty$  qui prennent en compte de manière explicite un certain nombre de spécifications de robustesse (commandes dites robustes), dans le cas des méthodes de commande par retour d'état, l'aspect "robustesse" n'est abordé généralement qu'*a posteriori* dans une phase de validation ou de vérification.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes commandes synthétisées (en temps continu), comparer leurs performances en simulation avec des consignes représentatives du fonctionnement du système d'air (échelons de consigne "débits/pressions" simultanés), et vérifier les marges de stabilité garanties par chacune d'entre elles. Mais avant d'aborder la synthèse à proprement parler, reprenons l'étude bibliographique sur la modélisation et le contrôle d'un système d'air entamée au paragraphe 2.1.3, et concentrons-nous sur les travaux de l'Université du Michigan, du "*Swiss Federal Institute of Technology*" (ETH), qui apparaissent comme les plus pertinents sur la problématique de la commande.

### Travaux de l'Université du Michigan

Dans [18], l'équipe du "*Department of Mechanical Engineering*" de l'Université du Michigan, composée de A.G. Stefanopoulou, J.T. Pukrushpan et H. Peng, aborde la commande du système d'air pour un véhicule à pile à combustible (avec alimentation par hydrogène direct) avec une approche d'état. En effet, même si la simplicité du système d'air étudié (une branche) autorise une régulation du moteur du compresseur via un *feed-forward*<sup>4</sup>, la précision de l'inversion des relations électrochimiques et thermodynamiques non-linéaires d'une part, des cartographies du moteur et du compresseur d'autre part, mais aussi la recherche de robustesse, a conduit à mettre en œuvre des techniques de commande multivariable en boucle fermée.

Pour cela, le modèle non-linéaire du système d'air et de la pile - comprenant 8 états - est linéarisé autour d'un point de fonctionnement. Un état intégrateur supplémentaire (sur le débit compresseur) est intégré au modèle pour annuler les erreurs statiques en boucle fermée. Un observateur est synthétisé à partir du modèle linéaire, et la méthode de commande optimale par l'approche Linéaire Quadratique (LQ) est appliquée pour la synthèse du retour d'état.

---

<sup>4</sup>Anticipation de la commande.

Cette démarche - désignée "model-based output feedback control" - qui combine une anticipation non-linéaire et un retour d'état linéaire, tient compte des dynamiques du système et permet d'ajuster dynamiquement les commandes en fonction des mesures. Elle est encore améliorée dans [43] avec l'intégration d'une anticipation dynamique - qui permet un meilleur rejet des perturbations - mais elle est testée uniquement sur le modèle non-linéaire du système (pas de validation expérimentale).

Pour finir, cette équipe de recherche introduit une comparaison fort intéressante des différentes techniques de commande testées (*feed-forward* statique ou dynamique, *feedback* par PI ou par retour d'état, combinaisons de ces différents *feedback* et *feed-forward*), à partir des fonctions de sensibilité (cf. [43]).

Par ailleurs, dans [44], la problématique de la commande d'un système à pile à combustible intégrant un reformeur est abordée, mais celui-ci dispose d'une soufflante dédiée à son alimentation en air. Les contraintes imposées au système d'air se ramènent donc à celles d'une application en "hydrogène direct". Les couplages étant déjà significatifs dans cette configuration, une analyse multivariable du système est réalisée à l'aide d'une *Relative Gain Array*, outil qui permet de quantifier le niveau d'interaction entre les entrées et les sorties du système (cf. [45] et [41]).

## Travaux de l'ETH

Toujours sur des sujets d'optimisation de la commande du système d'air pour un véhicule à pile à combustible (avec alimentation par hydrogène direct), le "Measurement and Control Laboratory" (P. Rodatz, G. Paganelli, L. Guzzela) du "Swiss Federal Institute of Technology" (ETH) présente dans [22] une comparaison entre un jeu de correcteurs PI et une commande multivariable LQG<sup>5</sup>. Il est montré que les compromis introduits par la commande LQG (par résolution d'un problème d'optimisation) permettent de réduire les temps de réponse d'une part, de découpler les débits des changements de pression d'autre part. En outre, l'accent est mis sur un point important du fonctionnement d'un système à pile à combustible : la commande LQG réduit très nettement les dépassements de consigne sur des échelons descendants, ce qui protège le *stack* des sous-stœchiométries.

Il faut noter que les deux types de commandes sont comparés sur des variations de débit à pression constante, puis sur des variations de pression à débit constant. Le cas de variations simultanées des consignes de débit et de pression n'est pas abordé pour le système considéré : la perspective d'une stratégie de commande du système d'air qui consiste à adapter la pression au point de fonctionnement de la pile n'est évoquée qu'en conclusion.

## Bilan

Les différents travaux rappelés à travers cette étude bibliographique présentent des concepts d'analyse et de commande intéressants, mais il faut rappeler que le système d'air est beaucoup plus simple puisqu'il s'agit de réguler un débit et une pression dans une seule branche. Dans le cas d'un module de puissance intégrant un reformeur, le système d'air doit alimenter plusieurs réacteurs à partir d'une source unique de débit tout en gérant les couplages entre les différentes branches. L'intérêt d'une approche multivariable est donc renforcé.

---

<sup>5</sup>Linear Quadratic Gaussian.

## 4.2 Synthèse de la commande dans un cadre monovariable

### 4.2.1 Introduction

Une première stratégie de commande consiste à considérer les couplages entre les diverses grandeurs du système comme des perturbations, et à élaborer quatre correcteurs indépendants (de type régulateurs PI) dans la structure bouclée présentée en figure 4.1 (avec  $Y^*$  les consignes et  $U$  les commandes).

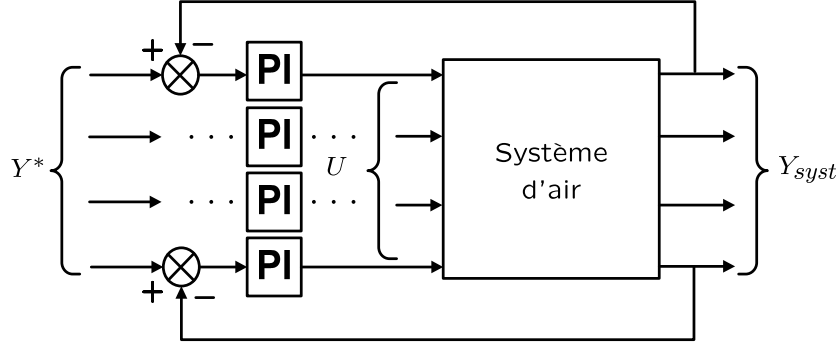


FIG. 4.1 – Structure de commande monovariable

Il s'agit de synthétiser une commande monovariable pour chaque grandeur  $Y_{syst}$  à réguler à partir de l'analyse fréquentielle en boucle ouverte de chaque transfert direct. Notons que la connaissance des diagrammes de Bode en boucle ouverte aide au choix de spécifications réalistes en ce qui concerne la rapidité attendue de l'asservissement. En particulier, les brisures des diagrammes asymptotiques de la courbe de gain situent les principales constantes de temps du procédé. Il sera donc prudent de conférer à l'asservissement un temps de réponse compatible avec celui du procédé en boucle ouverte, des bandes-passantes trop rapides risquant d'entraîner des saturations des actionneurs.

### 4.2.2 Synthèse de régulateurs PI

Pour la synthèse des quatre régulateurs PI, on applique la méthode fréquentielle classique : le calcul des paramètres a été réalisé à partir des marges de phase et de gain. La première démarche a été de vérifier le choix de la grandeur de commande pour chaque sortie à réguler.

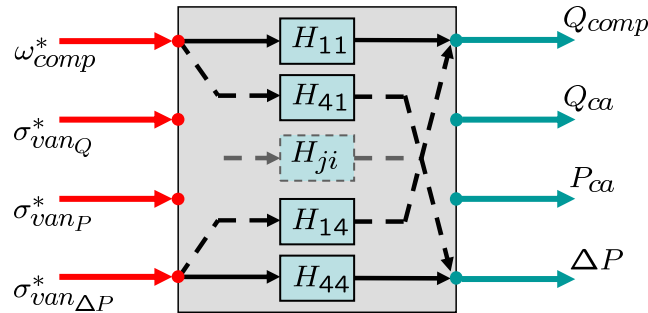


FIG. 4.2 – Transferts directs  $H_{ii}$  et transferts de couplage  $H_{ji}$  du système à commander

Pour cela, analysons la réponse fréquentielle des quatre transferts correspondant à chaque



entrée (un transfert direct  $H_{ii}$  et trois de couplage  $H_{ji}$ , cf. figures 4.2 et 4.3).

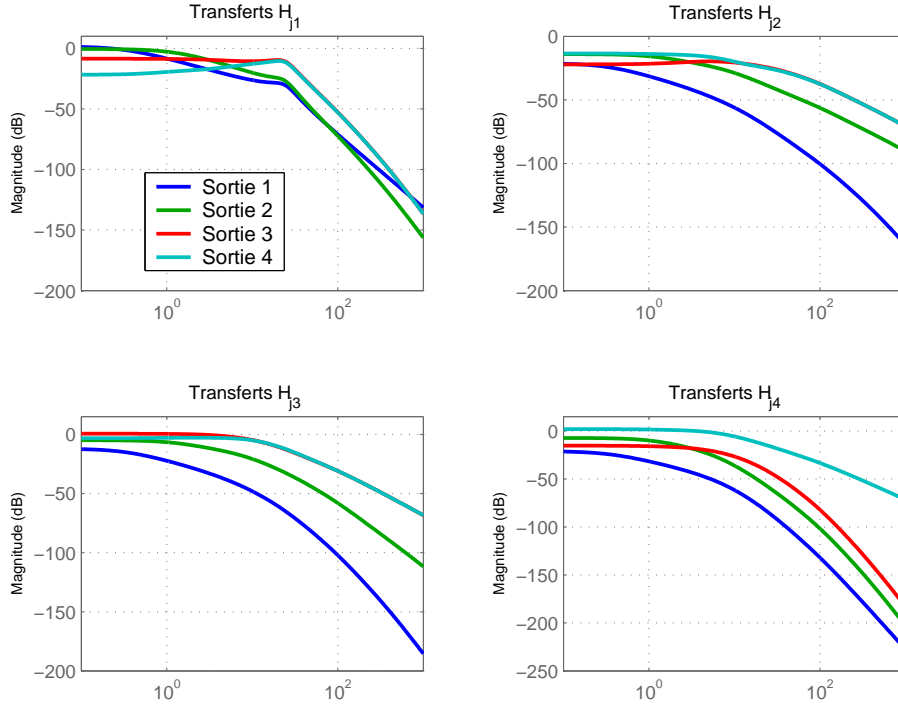


FIG. 4.3 – Influence de chaque entrée sur les différentes sorties

On constate que le choix des commandes pour piloter les différentes sorties (présenté dans la section 3.1) est confirmé par les gains des transferts directs  $Q_{comp}/\omega_{comp}^*$ ,  $Q_{ca}/\sigma_{vanQ}^*$ ,  $P_{ca}/\sigma_{vanP}^*$  et  $\Delta P/\sigma_{van\Delta P}^*$ , qui sont à chaque fois les plus importants. On peut également remarquer que les transferts de couplage ne sont pas négligeables.

Plus précisément, on observe sur le tracé des transferts  $H_{ji}$  que :

- le régime compresseur (transfert  $H_{j1}$ ) influence d'abord les débits, dans une moindre mesure les pressions ;
- l'ouverture de la vanne de débit cathodique (transfert  $H_{j2}$ ) influence d'abord le débit cathodique, mais aussi la pression différentielle (par couplage via le débit anodique) ;
- l'ouverture de la vanne de pression cathodique (transfert  $H_{j3}$ ) joue sur la pression cathodique, mais aussi sur le débit associé et la pression différentielle (couplages "débit/pression") ;
- l'ouverture de la vanne de pression anodique (transfert  $H_{j4}$ ) influence d'abord la pression différentielle, puis les débit et pression cathodiques.
- le débit compresseur est la sortie la moins affectée par les variations des différentes ouvertures de vanne, grâce à la commande rapprochée du moteur.

Concernant le réglage des régulateurs PI, on trace successivement les diagrammes de Bode pour chaque transfert direct (à partir du modèle normalisé du système), en prenant le soin de fermer la ou les boucles de régulation précédentes (cf. figure 4.4). A partir de ces tracés, on fixe le temps de réponse et donc la bande-passante souhaitée : la réponse fréquentielle du transfert non corrigé permet de placer  $1/T_i$  sur la pulsation de coupure souhaitée.

## 4.2 Synthèse de la commande dans un cadre monovariante

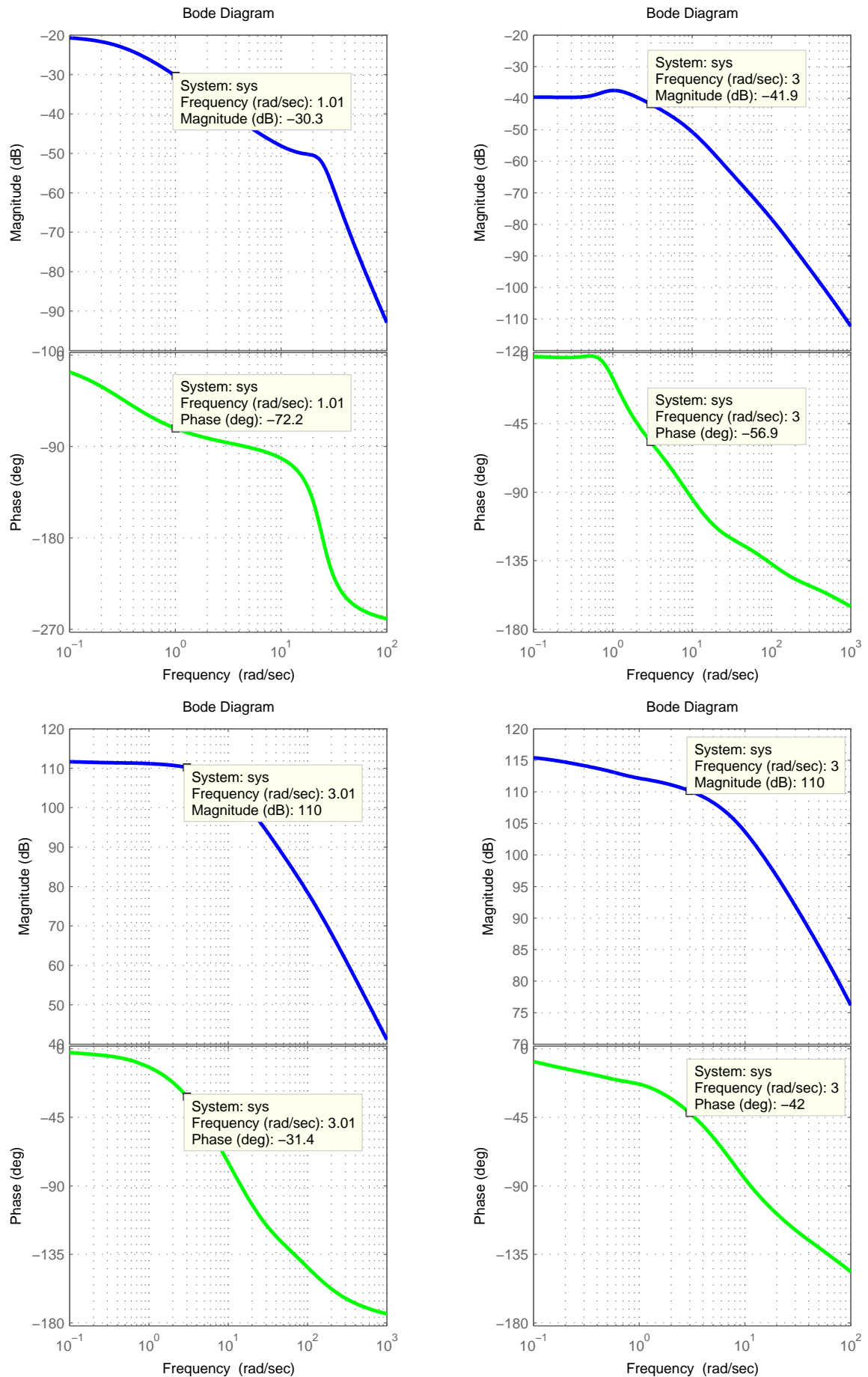


FIG. 4.4 – Réglage des 4 régulateurs PI à partir des diagrammes de Bode

Pour le transfert  $H_{11}$ , on spécifie un temps de réponse  $\tau_{r1} = 3$  s. Ceci nous amène à choisir une bande-passante  $\omega_{c1} = 3/\tau_{r1} = 1$ , en adoptant pour le régulateur de la boucle sur le débit compresseur le réglage suivant :

$$\begin{aligned} K_{p1} &= 23 \\ 1/T_{i1} &= 1 \end{aligned}$$

Comme la phase du transfert non corrigé est de l'ordre de  $-72^\circ$ , le réglage précédent conduit à une marge de phase de  $63^\circ$ .

De manière similaire, en spécifiant des temps de réponse  $\tau_{r2}$ ,  $\tau_{r3}$  et  $\tau_{r4}$  à 1 seconde, on choisit pour les trois autres régulateurs :

$$\begin{aligned} K_{p2} &= 89 \\ 1/T_{i2} &= 3 \\ K_{p3} &= -2,24 \cdot 10^{-6} \\ 1/T_{i3} &= 3 \\ K_{p4} &= 2,24 \cdot 10^{-6} \\ 1/T_{i4} &= 3 \end{aligned}$$

L'ordre de grandeur des paramètres  $K_P$  des régulateurs PI s'explique par la normalisation du modèle utilisé pour la synthèse. Sur le modèle de simulation de la figure 4.5, on remarque que les consignes et les mesures sont en pleine échelle, mais que les régulateurs PI calculent des commandes comprises entre 0 et 1 pour le modèle linéaire et normalisé du système.

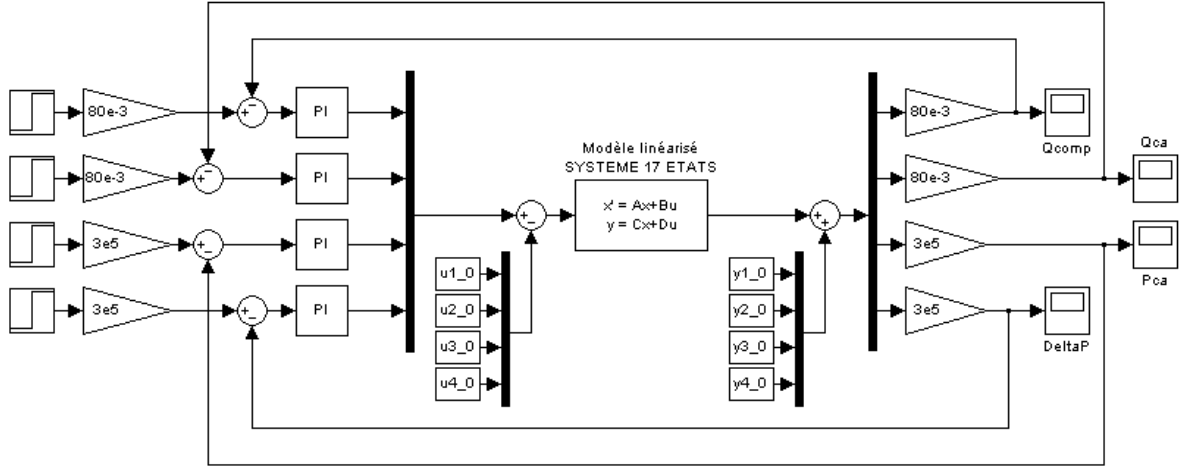


FIG. 4.5 – Mise en œuvre des régulateurs PI sous Simulink

Pour chaque boucle, on vérifie la marge de phase :

$$\begin{aligned} M_{\phi_2} &= 78^\circ \\ M_{\phi_3} &= 104^\circ \\ M_{\phi_4} &= 93^\circ \end{aligned}$$

### 4.2.3 Mise en œuvre et résultats en simulation

Pour tester en simulation (sur le modèle non-linéaire du système d'air) les régulateurs PI ainsi synthétisés, on impose deux échelons successifs sur les quatre consignes simultanément. Le premier échelon - montant - correspond à un passage des points de fonctionnement "60%" à "80%", le deuxième échelon - descendant - à un passage de "80%" à "40%" (cf. tableau 4.1).

PUISSANCE	$Q_{comp}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$Q_{ca}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$P_{ca}$ (Pa)	$\Delta P$ (mbar)
40	0,032	0,025	$1,19 \times 10^5$	20
60	0,048	0,037	$1,30 \times 10^5$	50
80	0,063	0,049	$1,41 \times 10^5$	80

TAB. 4.1 – Points de fonctionnement testés en simulation

### Correction Proportionnelle Intégrale

On obtient les résultats des figures 4.6 et 4.7.

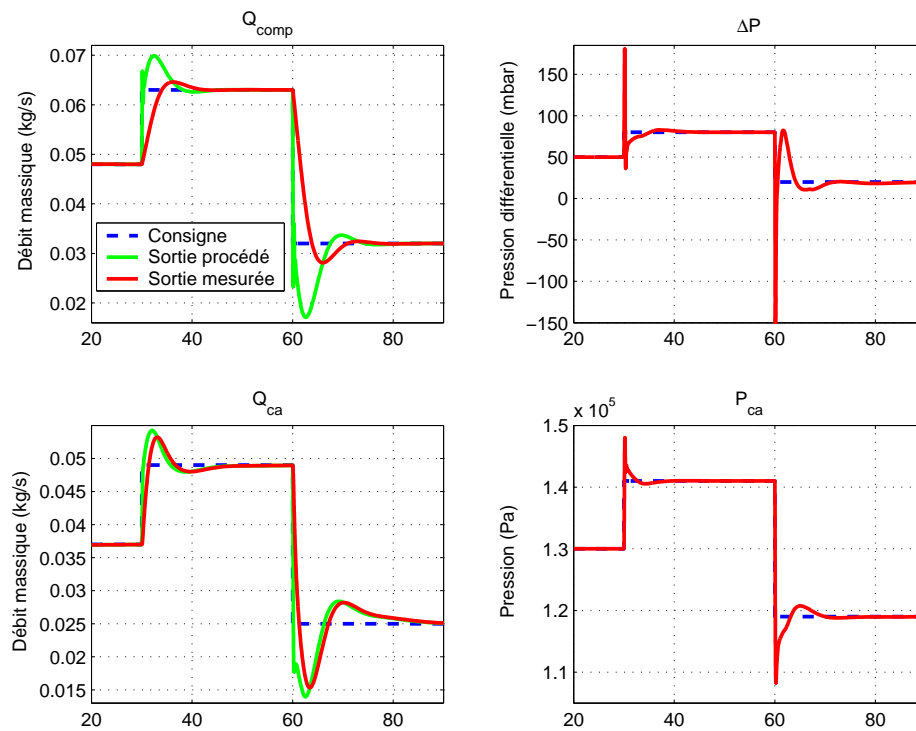


FIG. 4.6 – Sorties obtenues avec les régulateurs PI

On observe que la précision en régime permanent est garantie mais que les temps de réponse fixés pour la synthèse sont difficiles à respecter compte tenu des forts couplages et des temps de réponse des mesures de débit. Ces derniers engendrent des dépassements trop importants sur les débits comme sur les pressions, dépassements qui sont encore plus significatifs sur l'échelon descendant. Ces phénomènes se retrouvent sur les valeurs des commandes, qui montrent des dépassements sur le régime compresseur et une forte sollicitation des vannes de régulation (en particulier celle du débit cathodique).

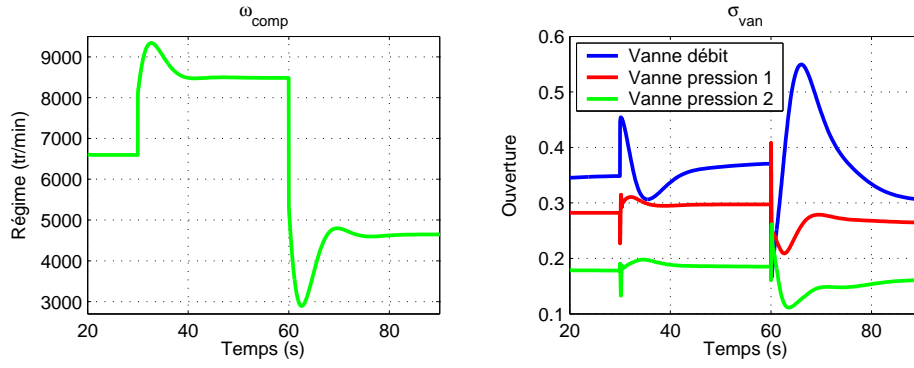


FIG. 4.7 – Commandes obtenues avec les régulateurs PI

Si l'on analyse plus précisément les réponses des grandeurs à réguler sur l'échelon montant (cf. figure 4.8), on trouve bien des temps de réponse en débit supérieurs aux 5 secondes spécifiées pour les grandeurs réelles, causés par des dépassements de plus de 10%. Au niveau de la pression cathodique, le cahier des charges est respecté pour la précision et le temps de réponse (2 secondes), mais le dépassement de 50% et la forme de la réponse imposée par les couplages avec les débits provoquent une variation brutale de la différence de pression (même si celle-ci ne dépasse pas les 300 mbar).

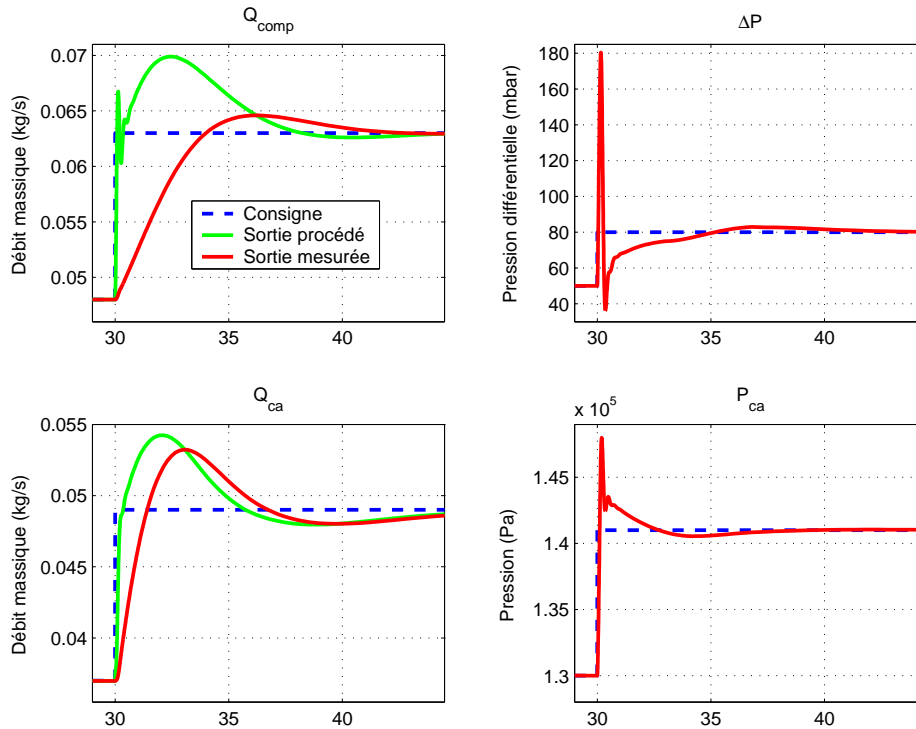


FIG. 4.8 – Zooms sur les sorties (PI)

### Modification de la structure du régulateur PI

Une première piste pour améliorer ces résultats consiste à modifier la réalisation des régulateurs PI, en appliquant l'action proportionnelle sur la mesure plutôt que sur l'écart "mesure - consigne" (cf. figure 4.9).

## 4.2 Synthèse de la commande dans un cadre monovariable

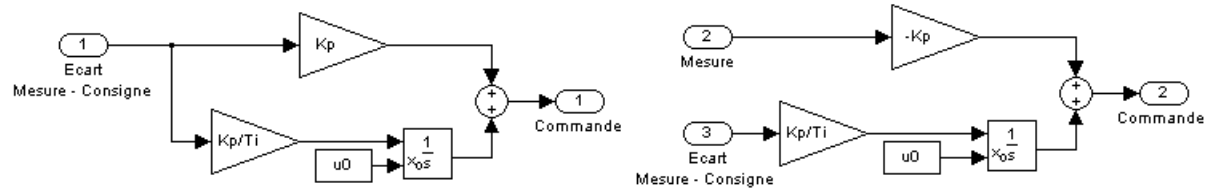


FIG. 4.9 – Modification de l'implémentation du régulateur PI

Les courbes de la figure 4.10 montrent les effets attendus : les réponses en débit comme en pression sont "adoucies", avec des dépassements mieux contenus (sur l'échelon montant comme descendant). Ceci s'explique par des variations plus douces sur les grandeurs de commande (cf. figure 4.11), qui pénalisent néanmoins les performances dynamiques.

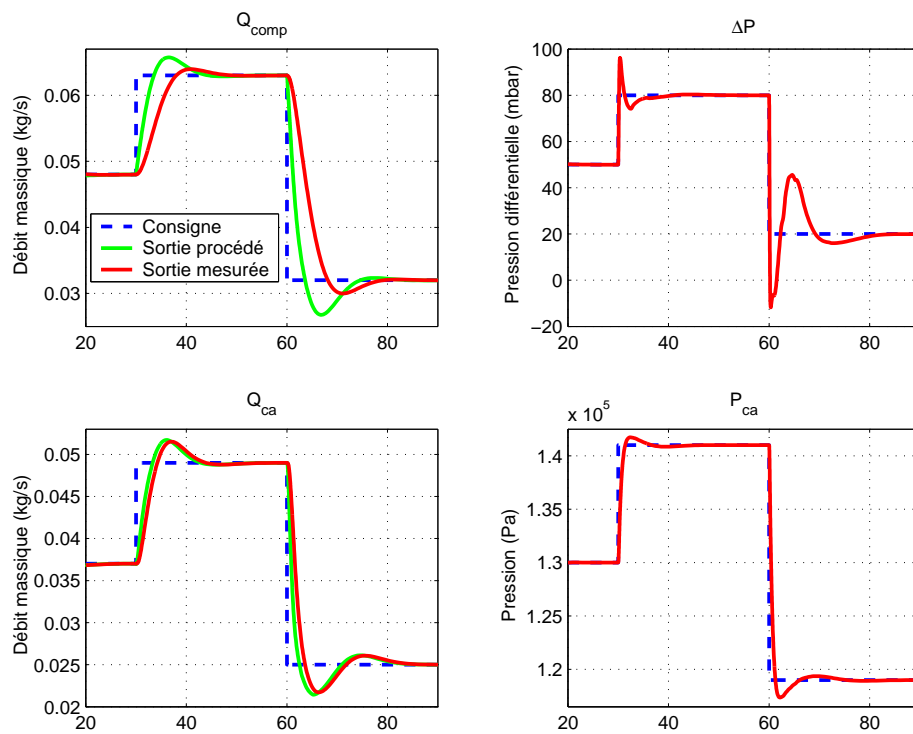


FIG. 4.10 – Sorties obtenues avec les régulateurs PI modifiés

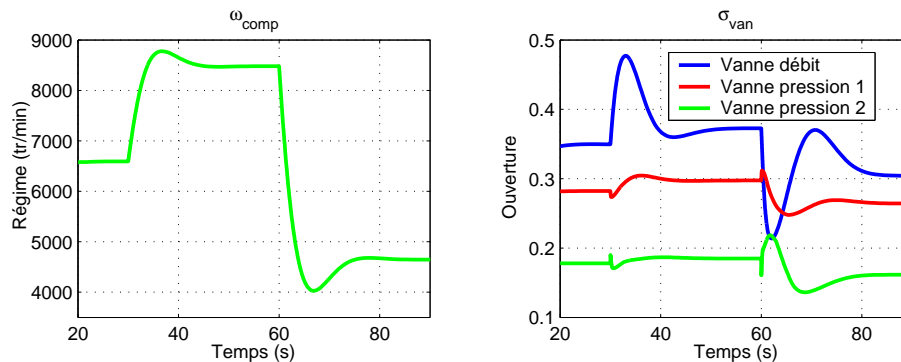


FIG. 4.11 – Commandes obtenues avec les régulateurs PI modifiés

L'analyse plus précise des réponses des grandeurs à réguler sur l'échelon montant (cf. figure 4.12) donne des résultats contrastés :

- d'une part, les réponses en débit présentent des dépassements limités à 5% mais des temps de réponse augmentés (plus de 10 s) ;
- d'autre part, les réponses en pression présentent des dépassements plus acceptables (de l'ordre de 17%) et un temps de réponse de l'ordre de 4 secondes pour la pression cathodique, des variations maîtrisées pour la différence de pression.

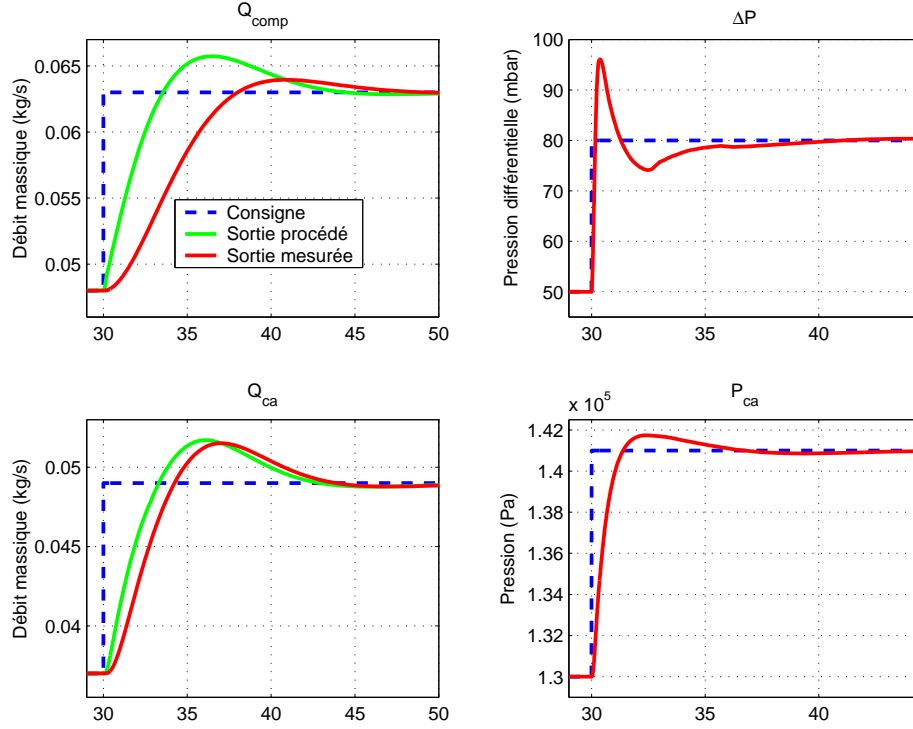


FIG. 4.12 – Zooms sur les sorties (PI modifiés)

### Anticipation statique sur les commandes d'actionneurs

Outre l'amélioration obtenue au niveau des couplages, une seconde piste est étudiée pour obtenir des performances dynamiques plus satisfaisantes en gérant mieux les non-linéarités. Pour cela, des anticipations statiques ou *feed-forward* sur les actionneurs sont implémentées.

Pour le compresseur, on inverse le modèle linéarisé de la cartographie :

$$\omega_{comp}^{FF} = \frac{1}{K_{comp1}} \left( Q_{comp} - K_{comp2} \frac{P_{di}}{P_{atmo}} \right)$$

Pour les vannes, on inverse le modèle simplifié :

$$\alpha_S = \frac{Q_{van}}{\sqrt{P^{IN} - P^{OUT}}}$$

puis on déduit la commande d'ouverture par inversion de la cartographie :

$$\sigma_{van} = (\alpha_S)^{-1}$$

## 4.2 Synthèse de la commande dans un cadre monovariable

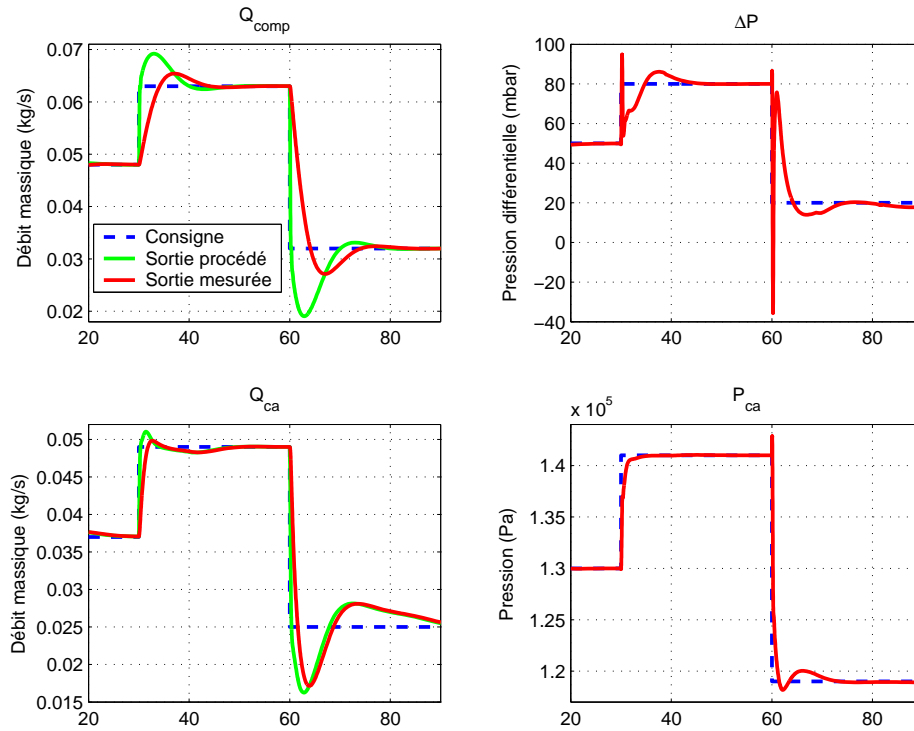


FIG. 4.13 – Sorties obtenues avec les régulateurs PI et l'anticipation statique

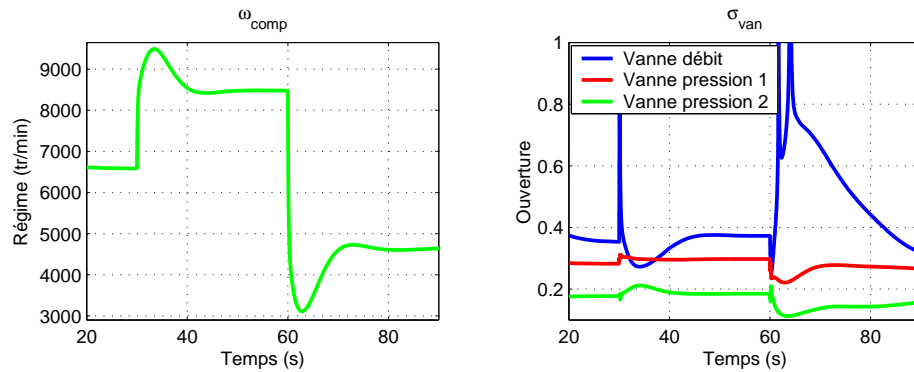


FIG. 4.14 – Commandes obtenues avec les régulateurs PI et l'anticipation statique

Les figures 4.13 à 4.15 montrent une nouvelle fois des résultats contrastés :

- d'une part, les réponses en débit et en pression à la cathode sont satisfaisants avec des dépassements inférieurs à 5% et des temps de réponse inférieurs à 3 secondes ;
- d'autre part, le débit compresseur présente encore des dépassements et temps de réponse trop importants, et la différence de pression des variations trop brutales.

Ainsi, le fait d'ajouter à la commande issue du régulateur PI une commande obtenue par inversion des modèles des actionneurs - afin de réaliser un effet de "pré-positionnement" - ne permet pas de s'affranchir de la dynamique du débitmètre, et ne conduit pas ainsi à des résultats satisfaisants

En outre, on constate sur l'échelon de consigne descendant un risque important de saturation des vannes, lié aux couplages. Bien évidemment, ces saturations d'actionneur peuvent être évitées en modifiant les réglages de la commande, au détriment des performances.



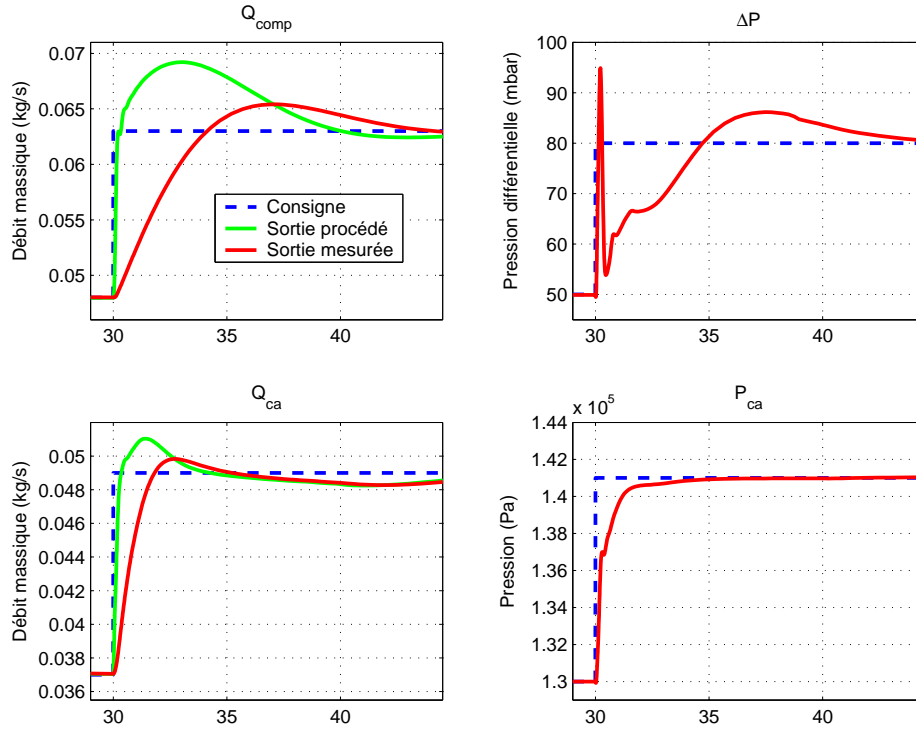


FIG. 4.15 – Zooms sur les sorties (PI et anticipation)

#### 4.2.4 Bilan

Même si toutes les pistes d'amélioration (notamment l'anticipation dynamique<sup>6</sup>) n'ont pas été explorées pour la synthèse d'une commande monovariable, cette étude a permis de mettre en évidence les limites de ce type de correcteur dans le cas de systèmes multivariables fortement couplés.

En effet, dans le cas de la commande du système d'air expérimental, il apparaît difficile d'atteindre les performances dynamiques imposées par le cahier des charges tout en évitant les forts dépassements (notamment sur les échelons de consigne descendants). Les temps de réponse des débitmètres ajoutés aux forts couplages intrinsèques du système conduisent à une forte sollicitation des actionneurs, et donc des marges stabilité réduites.

La commande monovariable - bien qu'elle soit la plus répandue dans l'industrie - ne conduit pas dans ce cas à des performances suffisantes. La commande monovariable a en revanche l'avantage d'une structure simple, et le choix des paramètres peut être effectué à partir de critères que l'on peut interpréter aisément (temps de réponse, bande passante, dépassement).

Pour mieux souligner les limites des performances en découplage de la commande monovariable, un exemple rapide consiste à séparer les variations des consignes de débits et de pressions (les consignes sont volontairement espacées de 20 secondes pour bien dissocier les effets des consignes de ceux des couplages). Ce principe de fonctionnement qui consisterait à retarder les variations de consignes de pressions (moins prioritaires) par rapport à celles de débits ne va pas

<sup>6</sup>L'anticipation dynamique pour compenser les pôles des transferts croisés est une perspective intéressante, mais qui nécessite un modèle du système, et donc un développement important équivalent à celui d'une commande multivariable.

dans le sens de l'optimisation du rendement du module de puissance puisque, dans ce cas, le rendement du *stack* est pénalisé par un niveau de pression moins élevé sur les appels de puissance, les perturbations engendrées par les couplages sont plus ou moins bien rejetées par la commande, et le compresseur ne fonctionne pas dans ses zones de meilleur rendement.

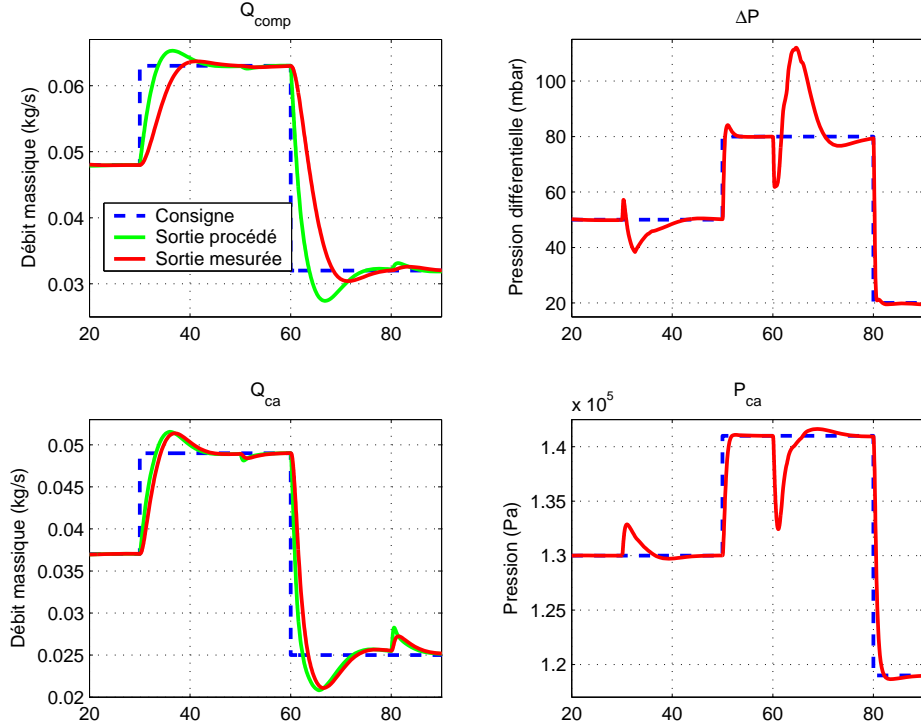


FIG. 4.16 – Mise en évidence des couplages avec des consignes découplées

La figure 4.16 présente les réponses des quatre sorties à réguler sur des échelons de consignes de débits (à  $t = 30$  s puis  $t = 60$  s), et des échelons décalés de consignes de pressions (à  $t = 50$  s puis  $t = 80$  s). On observe des dépassements importants mais un bon rejet de perturbations pour les débits, des dépassements contenus mais de fortes perturbations pour les pressions. Certes le réglage des régulateurs PI n'a pas été optimisé, mais cet essai met en évidence de bonnes performances en asservissement, nettement moins bonnes en régulation.

Enfin, la commande monovariable ne nécessite pas la mise en place d'un modèle du système à commander, mais il est souvent difficile d'effectuer des essais en boucle ouverte pour identifier le système à réguler (ce qui est le cas pour le système d'air étudié). On doit alors savoir régler au mieux ce type de régulateur (quatre correcteurs PI dans notre cas) à partir d'essais en boucle fermée uniquement, ce qui est relativement délicat en présence de forts couplages.

## 4.3 Synthèse de la commande dans un cadre multivariable

### 4.3.1 Introduction

La synthèse d'un régulateur multivariable par l'approche d'état doit permettre d'améliorer les performances dynamiques et le rejet de perturbation, tout en assurant la stabilité du système en boucle fermée. En effet, la commande multivariable est un instrument privilégié pour négocier le compromis entre les écarts de sortie et la sollicitation des commandes.

La commande par retour d'état dans le cas des systèmes linéaires est bien connue, sous ses différentes formes (commande modale, commande LQ, retour de sorties...). Nous rappelons dans ce paragraphe les éléments utilisés pour la mise en place de la structure de commande, en insérant des termes d'actions intégrales nécessaires pour satisfaire les performances en termes de précision. Nous aborderons dans la suite la commande par retour d'état et observateur (cf. [46]), la difficulté étant de s'affranchir des dynamiques lentes associées aux capteurs de débit.

### 4.3.2 Synthèse d'une commande par retour d'état

#### Rappels sur la commande par retour d'état

On considère le système linéaire invariant décrit par son équation d'état :

$$\dot{X}(t) = AX(t) + BU(t)$$

et on recherche le vecteur de commande  $U(t)$  comportant un terme linéaire en fonction de  $X(t)$  :

$$U(t) = -LX(t) + E(t)$$

où  $L$  est la matrice de retour d'état (de dimensions  $m \times n$ ) et  $E(t)$  l'entrée du système bouclé.

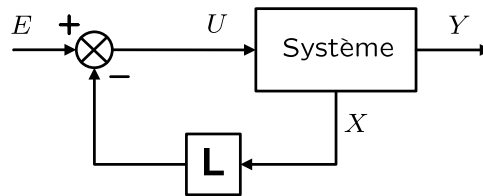


FIG. 4.17 – Structure d'un retour d'état

L'équation d'état du système bouclé (cf. figure 5.35) s'écrit :  $\dot{X}(t) = (A - BL)X(t) + BE(t)$ .

La commande par retour d'état affecte donc la dynamique du système, qui dépend maintenant des valeurs propres de  $A - BL$ .

La recherche de la matrice  $L$  peut être menée de différentes façons : l'approche modale consiste à imposer au système bouclé une dynamique choisie *a priori*. Dans le cas multivariable, il s'agit de choisir la structure propre (c'est-à-dire les vecteurs propres et les valeurs propres) du système bouclé  $A - BL$ .

La spécification explicite des vecteurs propres en boucle fermée menant à une surabondance de degrés de liberté, nous avons choisi de déterminer les gains de retour d'état avec une commande LQ (Linéaire Quadratique), basée sur l'optimisation d'un critère quadratique fonction

des vecteurs d'état et de commande. Le grand intérêt de cette approche est d'engendrer des lois de commande stabilisantes, par l'intermédiaire de matrices de pondération  $Q$  et  $R$ , dont la manipulation exerce une action sélective sur les réponses et les commandes.

En supposant une condition initiale  $X(0) \neq 0$ , on se pose le problème de déterminer la commande qui permet de ramener l'état  $X(t)$  à 0 tout en minimisant le critère suivant :

$$J = \int_0^\infty [X(t)^T Q X(t) + U(t)^T R U(t)] dt$$

où  $Q$  et  $R$  sont deux matrices symétriques, respectivement semi-définie positive et définie positive.

### Commande par retour d'état avec action intégrale

Dans un premier temps, on va supposer que les capteurs sont parfaits (gain unitaire, infiniment rapides), et l'on va travailler avec des grandeurs réelles (grandeurs physiques du procédé). Le problème posé par la dynamique des capteurs sera abordé lors de l'étape de synthèse de l'observateur. Pour garantir une erreur statique nulle en présence de signaux de consigne ou de perturbation constants, on peut introduire une commande comportant un terme fonction de l'intégrale de l'erreur d'asservissement. Considérons le système linéaire :

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU + B'V \\ Y = CX \end{cases} \quad (4.1)$$

Il s'agit de chercher le vecteur des commandes  $U$  amenant par retour d'état le vecteur des sorties à asservir  $Y$  sur des valeurs de consigne constantes  $Y^*$ , et ce quelle que soit la valeur d'une perturbation constante  $V$ .

Définissons tout d'abord les variables supplémentaires  $S$  comme les intégrales des erreurs d'asservissement :

$$S = \int_0^t (Y(\tau) - Y^*) d\tau$$

Soit :

$$\frac{dS}{dt} = Y - Y^*$$

Par réunion des équations précédentes, on définit un nouveau système, dont l'état est la concaténation des états  $X$  et  $S$  :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} U + \begin{bmatrix} B' & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ Y^* \end{bmatrix} \\ Y = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ S \end{bmatrix} \end{cases} \quad (4.2)$$

Supposons qu'il existe une commande  $U$  qui permette d'amener  $Y$  sur  $Y^*$ . Soient  $X^*$ ,  $S^*$  et  $U^*$  les valeurs correspondantes de  $X$ ,  $S$  et  $U$ . Définissons :

$$\begin{aligned} X' &= X - X^* \\ U' &= U - U^* \\ S' &= S - S^* \\ Y' &= Y - Y^* \end{aligned}$$

Les vecteurs constants  $X^*$ ,  $S^*$  et  $U^*$  étant aussi solutions du système précédent, ces nouvelles variables sont liées entre elles par les équations d'état suivantes :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{X}' \\ \dot{S}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} U' = \mathcal{A} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} + \mathcal{B}U' \\ Y' = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} = \mathcal{C} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} \end{cases}$$

et le problème posé consiste à asservir les nouvelles sorties  $Y'$  à 0. Cet objectif peut être atteint par une commande par retour d'état :

$$U' = -L \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} = -L_1 X' - L_2 S'$$

Pour utiliser l'approche LQ, on définit le critère :

$$J = \int_0^\infty [X'(t)^T Q_1 X'(t) + S'(t)^T Q_2 S'(t) + U(t)^T R U(t)] dt$$

avec  $Q = \begin{bmatrix} Q_1 & 0 \\ 0 & Q_2 \end{bmatrix} \geq 0$  et  $R > 0$ .

Il faut pour calculer la commande que  $(\mathcal{A}, \mathcal{B})$  soit stabilisable et  $(\mathcal{H}, \mathcal{A})$  détectable, en notant  $\mathcal{H}$  une matrice telle que  $Q = \mathcal{H}^T \mathcal{H}$ . Supposons remplies les conditions nécessaires pour l'application d'une synthèse LQ (cf. Annexe E). Si nous revenons aux variables d'origine, le retour d'état s'écrit :

$$U = -L_1(X - X^*) - L_2(S - S^*) + U^* = -L_1 X - L_2 S + E \quad (4.3)$$

En appliquant cette commande au système (4.2), on obtient :

$$\begin{cases} \dot{X} &= (A - BL_1)X - BL_2 S + BE + B'V \\ \dot{S} &= CX - Y^* \\ Y &= CX \end{cases}$$

Le retour d'état assure la stabilité de ce système. Les entrées  $E$  et  $V$  étant constantes, les différents vecteurs tendent vers des vecteurs constants, de sorte que  $\dot{S}$  tend vers 0. On en déduit en outre que  $Y$  tend vers  $Y^*$  quelles que soient les valeurs de  $E$  et  $V$ . On retrouve ainsi le mécanisme classique d'une commande à action intégrale, qui permet d'assurer une erreur statique nulle pour toutes valeurs constantes des consignes et signaux extérieurs.

Il est donc possible d'appliquer la commande (4.3) avec  $E = 0$ . Une autre possibilité consiste à utiliser cette entrée pour mettre en place une action de *feed-forward*, en prenant pour  $E$  la valeur  $U^*$  de la commande  $U$  en régime permanent. On suppose pour la calculer que  $V = 0$  (à moins de disposer d'éléments plus précis quant à la valeur de la perturbation), auquel cas les équations s'écrivent, en régime permanent :

$$U^* = \begin{bmatrix} 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X^* \\ U^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix} Y^* = N Y^*$$

On peut espérer ainsi accélérer le régime transitoire, au prix en général de dépassements et de commandes plus élevées. La structure de commande finalement obtenue (avec ou sans ce terme d'anticipation supplémentaire) est donnée sur la figure 4.18 :

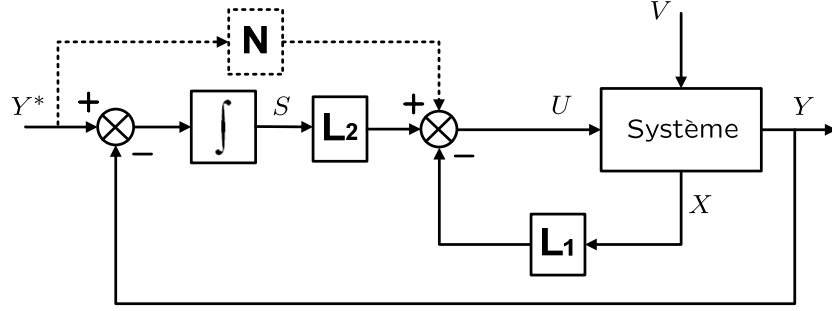


FIG. 4.18 – Asservissement des sorties avec actions intégrales

### Choix des matrices de pondération

Les matrices  $Q$  et  $R$  sont des paramètres de réglage pour ajuster les performances du système bouclé. Différentes approches peuvent être envisagées pour les déterminer plus ou moins directement en fonction des performances souhaitées (cf. [47]). Par la suite, nous employons une première approche simple permettant de les déterminer par essais successifs.

Grâce à la normalisation présentée au paragraphe 3.2.3, nous pouvons travailler avec des variables de sortie et de commande sans dimension. Nous choisissons alors un critère fonction des seules variables de sortie et de commande :

$$J = \int_0^\infty (Y(t)^T Q' Y(t) + U(t)^T R U(t)) dt$$

avec des matrices  $Q'$  et  $R$  diagonales, de sorte que le critère s'écrit sous la forme suivante :

$$J = \int_0^\infty [(q_1 y_1(t)^2 + \dots + q_p y_p(t)^2) + (r_1 u_1(t)^2 + \dots + r_m u_m(t)^2)] dt$$

On affecte ainsi un coefficient  $q_i$  à chaque variable de sortie et un coefficient  $r_i$  à chaque variable de commande : chaque coefficient - strictement positif - reflète l'importance qu'on accorde à une variable par rapport aux autres. Les matrices de pondération correspondantes sont ainsi :

$$\begin{aligned} Q &= C^T Q' C = C^T \text{diag}\{q_1; \dots; q_p\} C \\ R &= \text{diag}\{r_1; \dots; r_m\} \end{aligned}$$

A partir de coefficients initialement choisis égaux à 1 - ce qui peut déjà conduire à un premier réglage assez satisfaisant - on peut ajuster ces différents coefficients par essais successifs, jusqu'à obtenir pour le système bouclé le comportement souhaité<sup>7</sup>.

De manière qualitative, on peut préciser que si l'on augmente globalement tous les coefficients  $q_i$ , on privilégie l'évolution des sorties  $y_i$ , au détriment de celle des commandes  $u_i$  : l'optimisation du critère conduira donc à une solution assurant au système bouclé un comportement dynamique plus rapide, mais aux prix de commandes plus fortes. Inversement, l'augmentation de tous les coefficients  $r_i$  conduira à des commandes plus douces, et à un comportement dynamique plus lent.

<sup>7</sup>Il faut remarquer que ces différents coefficients sont définis à une constante multiplicative près, de sorte que la multiplication de tous les coefficients par un même nombre conduit à la même matrice de commande  $L$ .

### 4.3.3 Structure de commande pour le système d'air expérimental

#### Analyse du problème de commande

L'utilisation des techniques de commande par retour d'état sur le système d'air expérimental nécessite de prendre en considération différentes problématiques :

- tout d'abord, le vecteur d'état du système comprend des composantes mesurables (débits, pressions, régime compresseur) et d'autres non mesurables (masses d'air, ouvertures vannes) ; il faut dans ce cas mettre en place un observateur dont le rôle est de reconstruire l'état à partir des informations dont on dispose, à savoir le vecteur des commandes ainsi que l'ensemble des mesures disponibles ;
- ensuite, les capteurs de débit présentent des dynamiques significatives (cf. paragraphe 3.2.3), dynamiques dont on souhaiterait s'affranchir pour optimiser les performances du système en boucle fermée ; pour cela, on va utiliser les estimées des grandeurs réelles (calculées par l'observateur précédent) à la place des mesures ;
- enfin, pour que les estimations des mesures convergent vers les mesures réalisées, on caractérise les erreurs de modèle ; pour cela, on ajoute des biais constants sur les sorties du procédé dans le modèle de synthèse de l'observateur.

Dans les paragraphes suivants, nous allons présenter les différentes techniques mises en œuvre pour appliquer une commande optimale par retour d'état - robuste vis-à-vis des perturbations et des erreurs de modèle - au système d'air expérimental. Nous reprendrons dans les notations la distinction entre :

- le procédé de vecteur d'état  $X_{proc}$  (qui n'inclut pas la dynamique des capteurs),
- les capteurs de vecteur d'état  $X_{capt}$ ,
- le système de vecteur d'état  $X_{syst}$  (qui regroupe les deux vecteurs d'état précédents).

Afin de mieux comprendre la problématique posée par la dynamique de la chaîne de mesure et les conséquences sur la synthèse de l'observateur, nous présenterons dans un premier temps l'approche de synthèse classique, et ensuite une reformulation du problème d'observation sera effectuée en vue de prendre en compte la dynamique des débitmètres.

#### Synthèse d'un observateur

Les rappels sur la commande par retour d'état présentés jusqu'ici reposent sur l'hypothèse que toutes les composantes du vecteur d'état sont mesurées, et donc disponibles pour le calcul du retour d'état. Or, dans le cas du système d'air expérimental, tous les états ne sont pas disponibles à la mesure et il faut par conséquent réfléchir à une structure de commande par retour d'état adéquate : la figure 4.19 présente la structure de commande "classique", dans laquelle l'écart est calculé à partir des informations capteurs et le retour d'état porte sur les 17 états du système (gain  $L_1$ ) et les 4 intégrateurs (gain  $L_2$ ).

La commande est alors donnée par :  $U = -L_2 S - L_1 \hat{X}_{syst}$  avec  $S = \int (Y_{syst} - Y^*)$ .

Les équations de l'observateur en temps continu, dont l'état est noté  $\hat{X}_{syst}$ , sont calquées sur

celles du système, mais avec un terme supplémentaire :

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}}_{syst} = A\hat{X}_{syst} + BU + K(Y_{syst} - \hat{Y}_{syst}) \\ \hat{Y}_{syst} = C\hat{X}_{syst} \end{cases} \quad (4.4)$$

Ce terme effectue la différence entre les véritables mesures  $Y_{syst}$  et les reconstructions des mesures  $\hat{Y}_{syst}$  déduites de l'observateur. L'équation d'état de l'observateur comprend un terme proportionnel à cette différence, avec une matrice de gain  $K$  (de dimension  $n \times p$  dans le cas d'un système à  $n$  variables d'état et  $p$  mesures). L'équation d'état de l'observateur peut aussi s'écrire :

$$\dot{\hat{X}}_{syst} = (A - KC)\hat{X}_{syst} + BU + KY_{syst}$$

Cette forme fait apparaître l'observateur comme un système d'état  $\hat{X}_{syst}$ , d'entrées  $U$  et  $Y_{syst}$ , et de matrice d'état  $A - KC$ . On en déduit que l'observateur est un système stable si et seulement si toutes les valeurs propres de  $A - KC$  sont à partie réelle strictement négative.

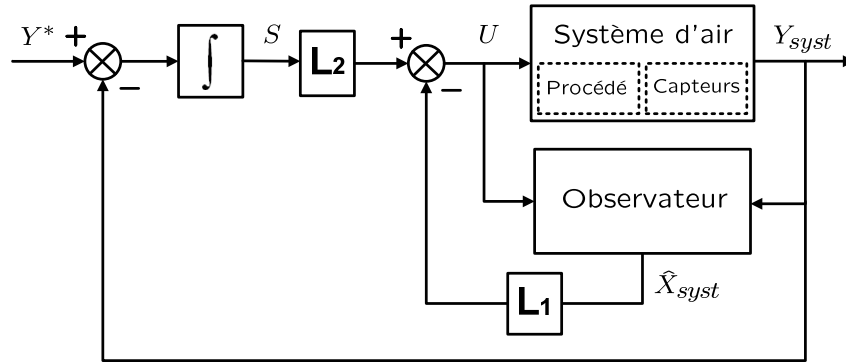


FIG. 4.19 – Structure retour d'état - observateur

Considérons à présent l'erreur de reconstruction  $\varepsilon = X_{syst} - \hat{X}_{syst}$  :

$$\dot{\varepsilon} = (AX_{syst} + BU) - (A\hat{X}_{syst} + BU + KCX_{syst} - KC\hat{X}_{syst}) = (A - KC)\varepsilon$$

$\varepsilon$  tend vers 0 quand  $t$  tend vers l'infini si et seulement si l'observateur est stable. Les valeurs propres de  $A - KC$  fixant la dynamique de  $\varepsilon$ , le problème consiste à déterminer une matrice  $K$  assurant la stabilité avec une dynamique suffisante.

Il peut être choisi de calculer cette matrice  $K$  en utilisant l'approche modale (ou l'approche LQ), ou en introduisant un estimateur de type filtre de Kalman (cf. Annexe E).

Dans le premier cas, on choisit pour l'observateur une dynamique plus rapide que celle choisie pour le calcul du retour d'état, en ramenant à -10 les parties réelles des pôles les plus lents (soit trois fois le pôle le plus lent de la boucle fermée), et en multipliant par deux les parties réelles des autres pôles. Les parties imaginaires sont elles conservées, ce qui permet d'amortir les pôles complexes. Les pôles de l'observateur sont finalement comparés à ceux de la boucle fermée sur la figure 4.20.

Le filtre de Kalman est une interprétation de l'approche LQ dans un contexte stochastique : il s'agit d'un observateur particulier qui optimise la reconstruction d'état en tenant compte d'un bruit d'équation et d'un bruit de mesure.



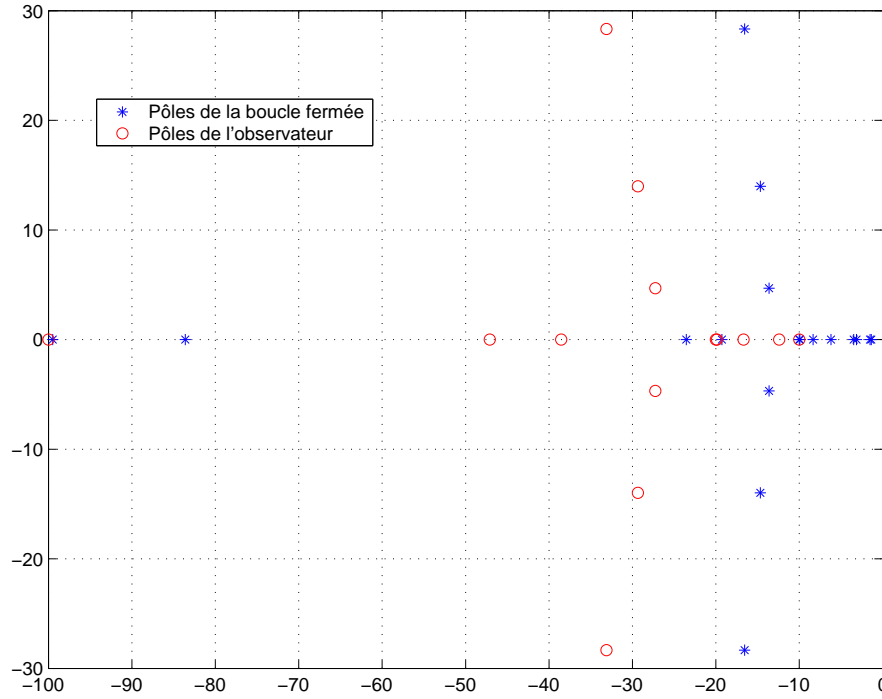


FIG. 4.20 – Comparaison des pôles de la boucle fermée et de l'observateur

### Prise en compte de la dynamique des capteurs

Afin de s'affranchir de la dynamique des capteurs, on propose la structure de la figure 4.21, en notant que :

- les matrices de retour d'état  $L'_1$  et  $L'_2$  sont calculées à partir du modèle ne comportant pas la dynamique de la chaîne de mesure (15 états du procédé et 4 intégrateurs),
- l'état du procédé  $X_{proc}$  est reconstitué à partir des informations issues des capteurs  $Y_{syst}$  et des commandes  $U'$ ,
- l'erreur d'asservissement est reconstituée à partir d'une estimée  $\hat{Y}_{proc}$  des sorties  $Y_{proc}$  et non des mesures.

La commande est alors donnée par :  $U' = -L'_2 S' - L'_1 \hat{X}_{proc}$  avec  $S' = \int (Y^* - \hat{Y}_{proc})$ .

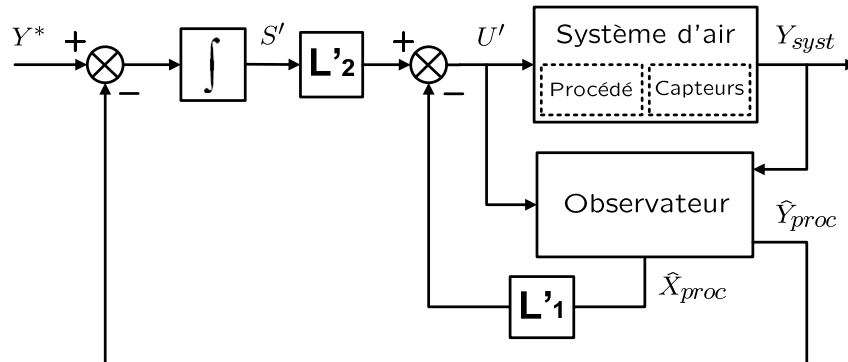


FIG. 4.21 – Structure de commande avec prise en compte de la dynamique des capteurs

Ainsi, les estimées des débits réels - circulant physiquement dans le système - vont être prises en compte dans la commande par retour d'état, et vont donc permettre d'accélérer les réponses du système en transitoire. En outre, l'annulation de l'erreur statique par effet intégrateur va être réalisée sur la base des sorties estimées (et non mesurées), améliorant encore les performances dynamiques de la régulation.

#### Prise en compte des effets de perturbations non modélisées et d'erreurs de modèle

Les résultats obtenus précédemment supposent que l'observateur et le système fonctionnent exactement dans les mêmes conditions. En pratique, il existe toujours des perturbations imprévisibles subies par le système mais inconnues de l'observateur (erreurs du modèle). La prise en compte de ces perturbations peut être réalisée par introduction de biais sur les sorties

En présence d'erreurs de modèle du processus, pour que les estimations des mesures convergent également vers les mesures réalisées, on peut ajouter des biais constants sur les sorties du procédé dans le modèle de synthèse de l'observateur.

$$\begin{aligned}\dot{X}_{proc} &= A_{proc}X_{proc} + B_{proc}U \\ Y_{proc} &= C_{proc}X_{proc} + b\end{aligned}$$

avec  $\dot{b} = 0$ . Il convient de compléter ces équations par le modèle des capteurs, alimentés par les sorties du procédé :

$$\begin{aligned}\dot{X}_{capt} &= A_{capt}X_{capt} + B_{capt}(C_{proc}X_{proc} + b) \\ Y_{capt} &= C_{capt}X_{capt}\end{aligned}$$

A partir de ce modèle linéaire global, un observateur est mis en place avec un gain d'estimation des mesures :

$$K = \begin{pmatrix} K_{proc} \\ K_b \\ K_{capt} \end{pmatrix}$$

régi par les équations suivantes :

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{\hat{X}}_{proc} &= A_{proc}\hat{X}_{proc} + K_{proc}(Y_{capt} - C_{capt}\hat{X}_{capt}) + B_{proc}U \\ \dot{\hat{b}} &= K_b(Y_{capt} - C_{capt}\hat{X}_{capt}) \\ \dot{\hat{X}}_{capt} &= B_{capt}C_{proc}\hat{X}_{proc} + B_{capt}\hat{b} + (A_{capt} - K_{capt}C_{capt})\hat{X}_{capt} + K_{capt}Y_{capt} \end{aligned} \right.$$

### Exemple sur un système simple

Afin de mettre en évidence l'intérêt des techniques qui viennent d'être présentées, nous analysons les gains en performances dans le cas d'un système simple (cf. figure 4.22) composé :

- d'un procédé de fonction de transfert :  $H(s) = G_{proc}/(1+T_{proc1}.s)(1+T_{proc2}.s)$ , avec  $G_{proc}$  le gain du système (choisi unitaire),  $T_{proc1} = 0,1$  s et  $T_{proc2} = 0,01$  s,
- d'une commande par retour d'état dont la matrice  $L$  est calculée pour un système à 3 états (2 états liés au procédé et 1 état lié à l'action intégrale),
- d'un intégrateur qui a pour entrée l'erreur d'asservissement entre la sortie du procédé et la consigne  $Y_{cons}$ .

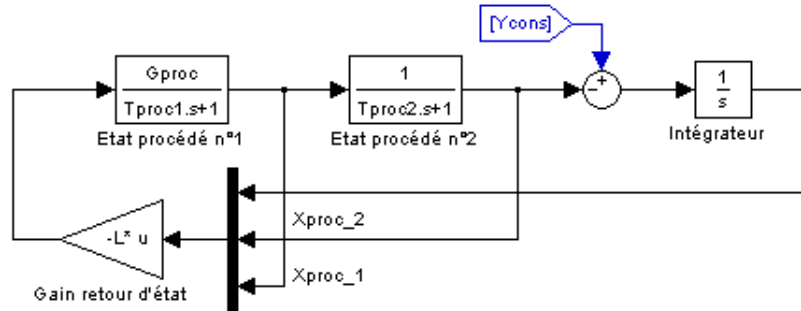


FIG. 4.22 – Retour d'état dans le cas idéal

Pour être représentatif de la problématique rencontrée dans le cas du système d'air, un capteur ayant pour fonction de transfert un premier ordre de constante de temps  $T_{capt} = 1$  s est ajouté au système précédent. Une structure de commande classique par retour d'état et observateur est alors mise en place (cf. figure 4.23) : l'état du procédé (et du capteur) est reconstitué à partir de la mesure fournie par le capteur  $Y_{capt}$  et de la commande  $U$  ; les sorties du procédé et du capteur peuvent elles-aussi être reconstruites par l'observateur ( $Y_{proc,est}$  et  $Y_{capt,est}$ ).

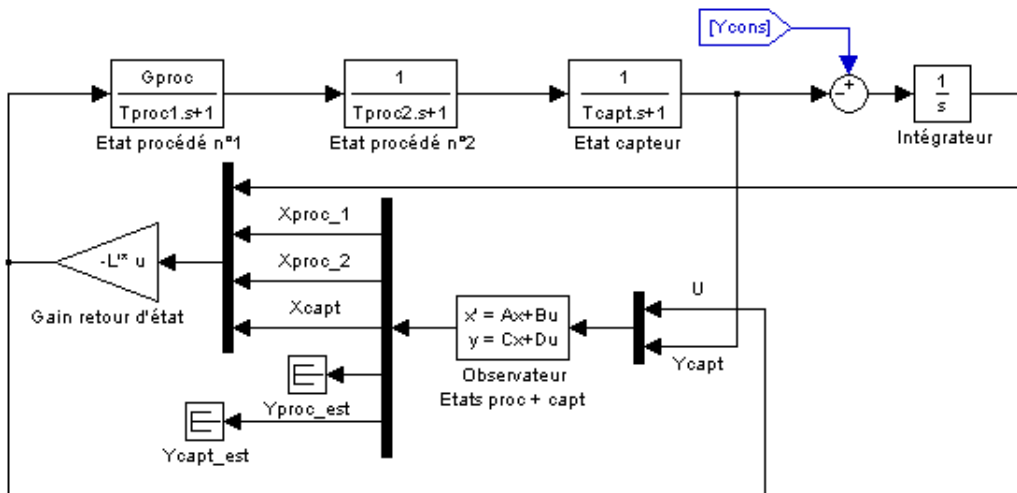


FIG. 4.23 – Structure "retour d'état - observateur" avec retour sur les mesures

A noter que le retour d'état  $L'$  est cette fois calculé pour un système à 4 états (2 états procédé, 1 état capteur, 1 état lié à l'action intégrale).

### 4.3 Synthèse de la commande dans un cadre multivariable

Pour s'affranchir de la dynamique du capteur, la structure précédente est modifiée (cf. figure 4.24) : l'erreur d'asservissement est reconstituée à partir d'une estimée  $Y_{proc,est}$  de la sortie du procédé (et non plus de la mesure), et le gain du retour d'état est repris du cas idéal (3 états).

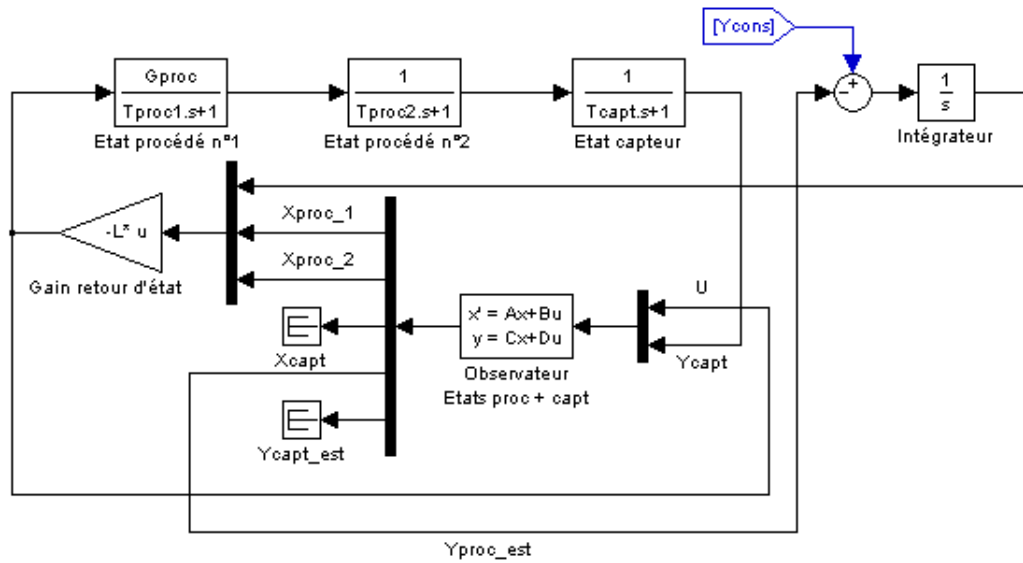


FIG. 4.24 – Structure "retour d'état - observateur" avec retour sur les mesures

Cette structure permet de retrouver des performances équivalentes à celles du cas idéal (sans capteur) mais elle ne résout pas le problème éventuel de désadaptation du modèle : en effet, si l'on modifie par exemple le gain  $G_{proc}$  du procédé, la sortie du capteur (et donc du procédé) ne va plus converger vers la consigne. Pour y remédier, on reprend la structure précédente en reconstruisant également le biais  $X_{biais}$  introduit dans le modèle pour représenter les erreurs de modèles ou les perturbations (cf. figure 4.25).

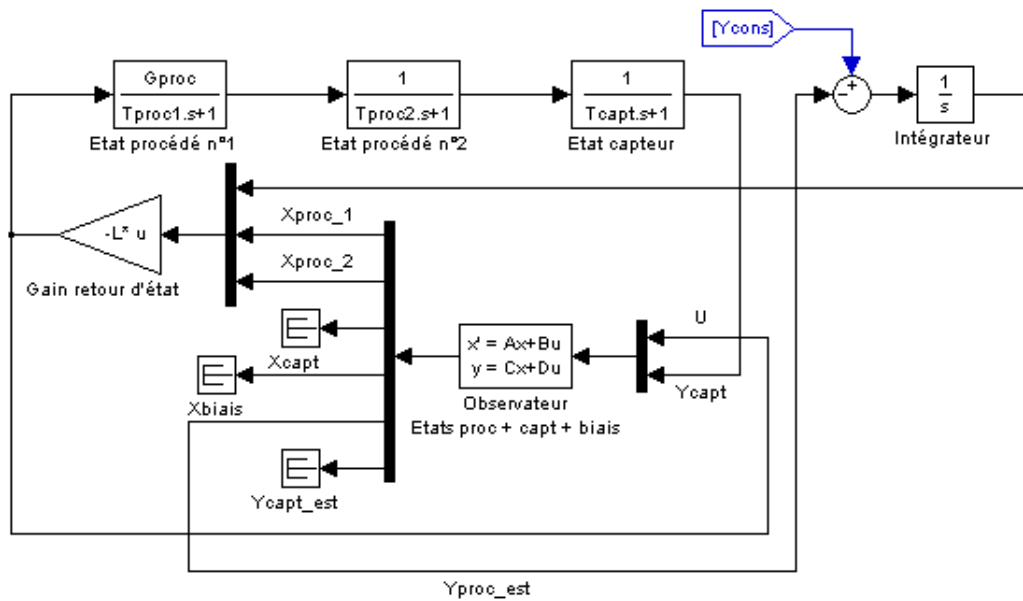


FIG. 4.25 – Résolution du problème de désadaptation du modèle avec l'observateur

La figure 4.26 illustre les résultats obtenus sur un échelon de consigne avec les différentes structures exposées ci-dessus :

- dans le cas idéal où tout l'état est accessible (courbe verte), on observe un temps de réponse de 0,5 seconde, sans dépassement ni erreur statique (réponse représentative des performances souhaitées) ;
- dans le cas d'une structure de retour d'état avec un observateur et une erreur d'asservissement reconstruite à partir des mesures (courbes magenta), les réponses obtenues conduisent soit à un temps de réponse trop important (2 secondes), soit à un fort dépassement (65%) : le réglage de la loi de commande est ici rendu délicat, en raison du temps de réponse important du capteur ;
- dans le cas d'une erreur d'asservissement reconstruite à partir des estimées de la sortie du procédé, mais avec l'introduction d'un biais sur la sortie (courbes rouge), on retrouve un temps de réponse comparable à celui du cas idéal (sans capteur), mais on observe une erreur statique importante ;
- enfin, dans le cas d'une erreur d'asservissement reconstruite à partir des estimées des sorties mais avec la prise en compte du biais, l'erreur statique s'annule et on obtient un temps de réponse satisfaisant (moins d'une seconde), avec un léger dépassement (10%).

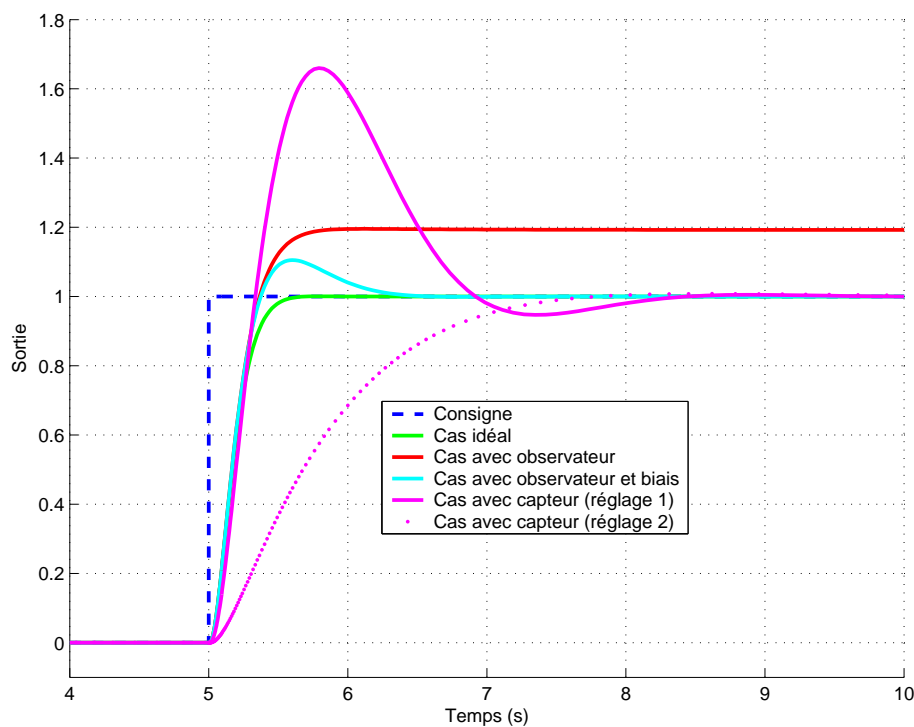


FIG. 4.26 – Comparaison des résultats

Cet exemple n'a qu'un caractère illustratif - les équations ont été précisées dans les paragraphes précédents pour l'application des différentes techniques à la commande du système d'air - mais il justifie de manière simple la structure et les compromis de commande développés dans le cadre de ces travaux.

### 4.3.4 Mise en œuvre et résultats en simulation

La réunion des résultats théoriques présentés précédemment va nous permettre de déterminer une loi de commande pour le système d'air dont l'état n'est pas complètement mesuré. Pour rappel, le modèle non-linéaire du système d'air expérimental comprend 17 états, avec 15 états liés au procédé physique (volumes et actionneurs) et 2 états liés aux débitmètres.

Il s'agit dans ce paragraphe d'évaluer en simulation les gains en performances apportés par les différentes structures de commande proposées (dans le cadre de la commande par retour d'état et observateur) pour répondre à la problématique du système d'air expérimental. Le protocole de test consiste toujours à imposer deux échelons successifs sur les quatre consignes simultanément (un échelon montant correspondant à un passage des points de fonctionnement "60%" à "80%", puis un échelon descendant correspondant à un passage de "80%" à "40%", cf. tableau 4.2).

PUISSANCE	$Q_{comp}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$Q_{ca}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$P_{ca}$ (Pa)	$\Delta P$ (mbar)
40	0,032	0,025	1,19x10 <sup>5</sup>	20
60	0,048	0,037	1,30x10 <sup>5</sup>	50
80	0,063	0,049	1,41x10 <sup>5</sup>	80

TAB. 4.2 – Points de fonctionnement testés en simulation

### Retour d'état avec observateur

Dans un premier temps, nous allons présenter les résultats obtenus lorsque l'on utilise une commande par retour d'état avec observateur dans le cas du système d'air dit "idéal", c'est-à-dire avec des capteurs parfaits (sans dynamique). La mise en place de l'observateur permet certes de reconstruire tout l'état, mais toute la démarche qui va suivre consistera à retrouver des performances équivalentes à celles obtenues dans le cas "idéal", en intégrant les contraintes du système d'air expérimental (dynamiques des capteurs de débits, erreurs de modèle, perturbations).

Les figures 4.27 et 4.28 montrent que la mise en œuvre de la commande multivariable, qui n'a pas nécessité de réglage particulier<sup>8</sup>, conduit directement à des résultats très satisfaisants pour les sorties à commander : temps de réponse inférieurs à la seconde, erreur statique nulle, dépassements négligeables pour les débits (même sur l'échelon descendant), dépassements acceptables pour les pressions, variations de la différence de pression peu oscillantes.

Bien sûr, cette structure n'est pas applicable directement au système d'air expérimental, en raison des temps de réponses des débitmètres (3 secondes pour la mesure du débit compresseur, 0,8 seconde pour la mesure du débit cathodique). En effet, si l'on réitère cette démarche de synthèse avec un modèle du système intégrant les dynamiques capteurs (modèle à 17 états) et que l'on reconstitue l'erreur d'asservissement à partir des mesures (cf. figure 4.19), on obtient les résultats des figures 4.29 et 4.30. Dans ce cas, les temps de réponse sont de l'ordre de 5 secondes pour les débits, 3 secondes pour les pressions. En outre, les dépassements sur les réponses en débit (notamment le débit cathodique  $Q_{ca}$ ) sortent des limites imposées par le cahier des charges (risque de sous-stœchiométries). Enfin, on remarque que les commandes sont davantage sollicitées, dans le but de compenser la "lenteur" des informations fournies par les capteurs.

<sup>8</sup>Tous les coefficients diagonaux des matrices  $Q$  et  $R$  sont fixés unitaires, le système étant normalisé.

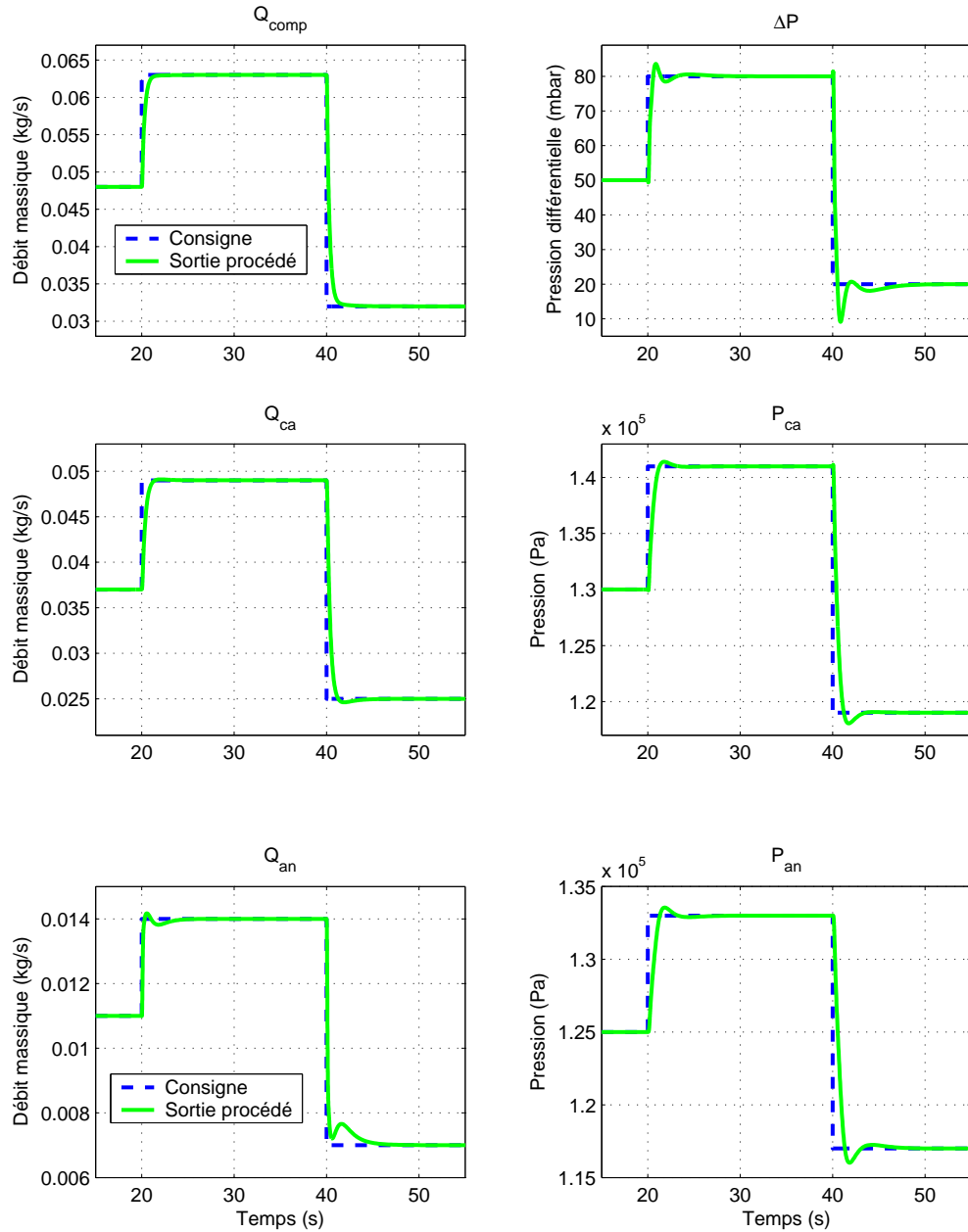


FIG. 4.27 – Sorties obtenues dans le cas "idéal"

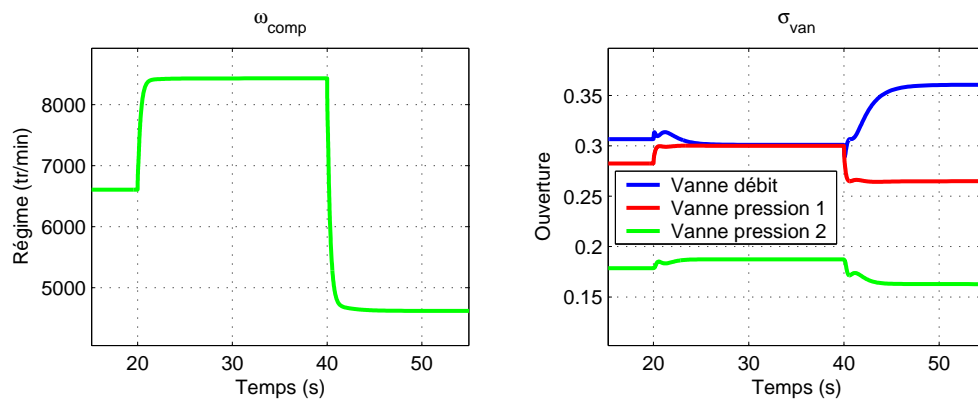


FIG. 4.28 – Commandes obtenues dans le cas "idéal"

### 4.3 Synthèse de la commande dans un cadre multivariable

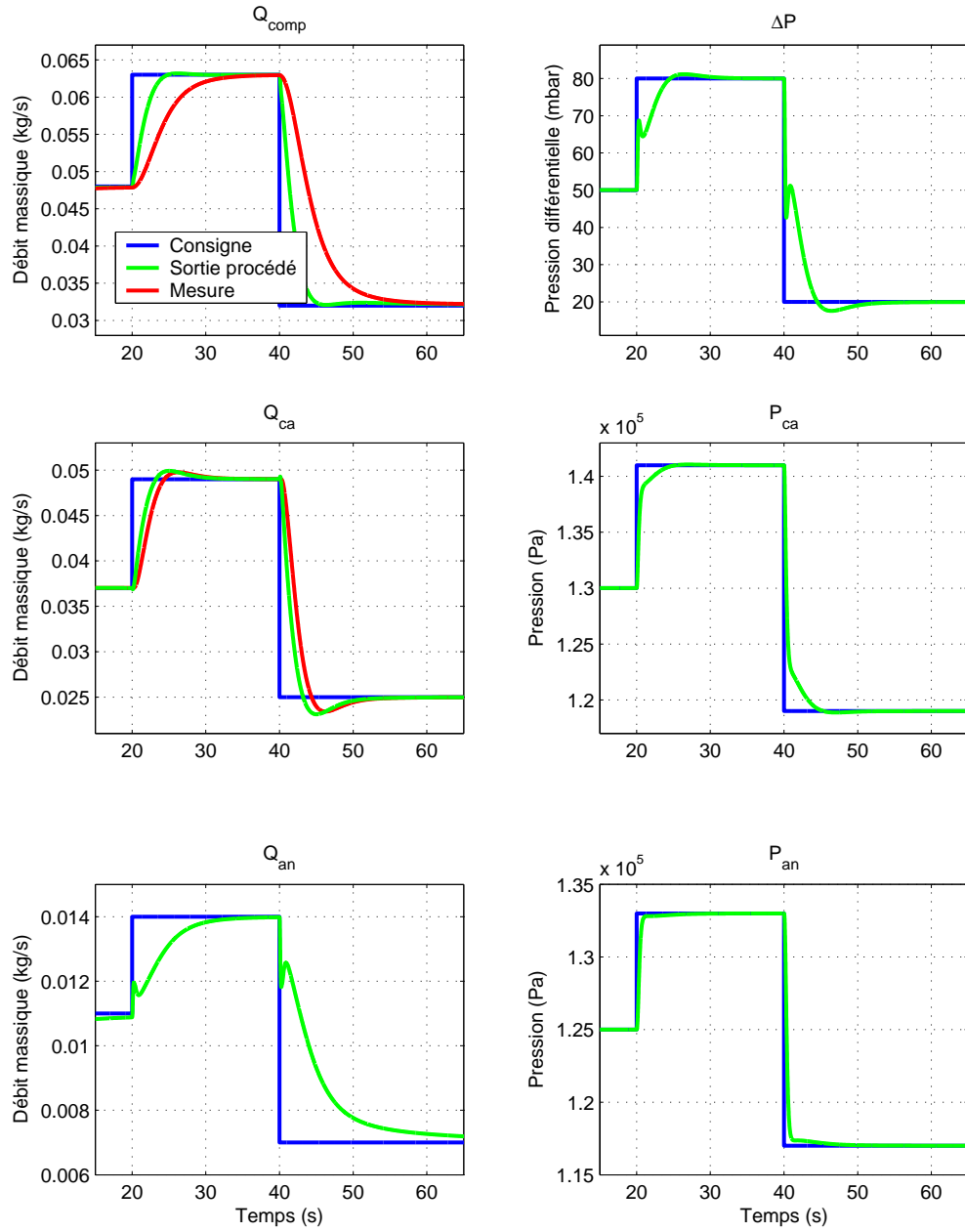


FIG. 4.29 – Sorties obtenues dans le cas "réel"

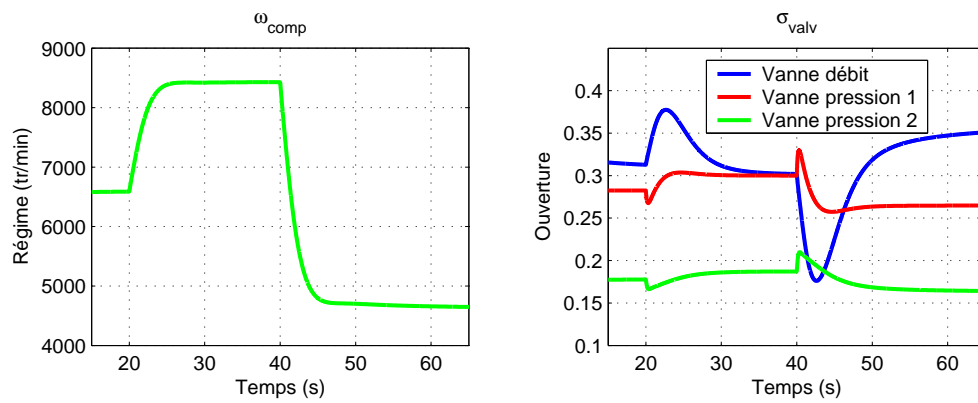


FIG. 4.30 – Commandes obtenues dans le cas "réel"



### Loi de commande multivariable proposée

Nous reprenons ici la structure de commande (cf. figure 4.21) avec la prise en compte des dynamiques capteurs (par bouclage sur les estimées des sorties du procédé) d'une part, des erreurs de modèle et autres perturbations (par ajout de biais sur les sorties du procédé) d'autre part.

Le premier objectif de cette structure consiste à faire converger les sorties estimées vers les consignes. Le second objectif est qu'en présence d'erreurs de modèle du procédé ou de perturbations, les estimations des mesures convergent également vers les mesures réalisées : c'est pour cela qu'on ajoute des biais constants sur les sorties du procédé dans le modèle de synthèse de l'observateur.

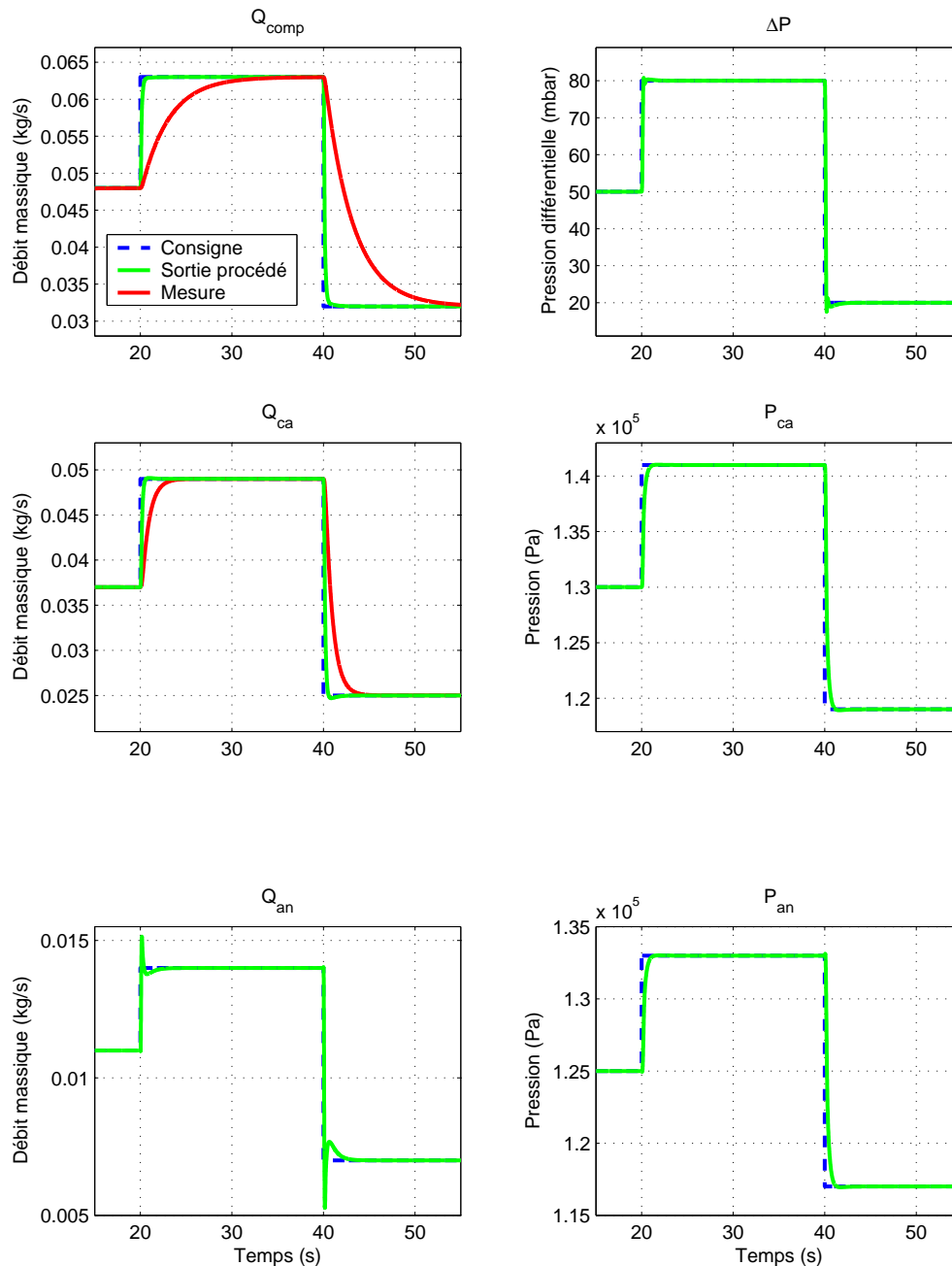


FIG. 4.31 – Sorties obtenues avec la structure proposée

### 4.3 Synthèse de la commande dans un cadre multivariable

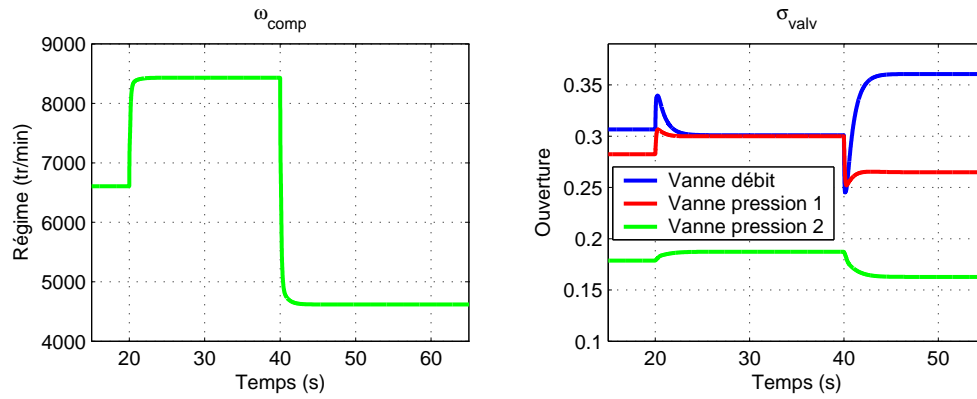


FIG. 4.32 – Commandes obtenues avec la structure proposée

Les résultats obtenus sont très satisfaisants (cf. figure 4.33), voire un peu meilleurs que ceux obtenus dans le cas idéal (le réglage des matrices de pondération a été affiné dans cette configuration) :

- les débits à réguler ( $Q_{comp}$  et  $Q_{ca}$ ) convergent vers les consignes en moins de 0,5 seconde et sans dépassement, les mesures convergent respectivement en 10 et 5 secondes ;
- les pressions ( $P_{ca}$  et  $P_{an}$ ) présentent des temps de réponse inférieurs à 1 seconde et aucun dépassement ; il en est de même pour la pression différentielle qui en résulte ;

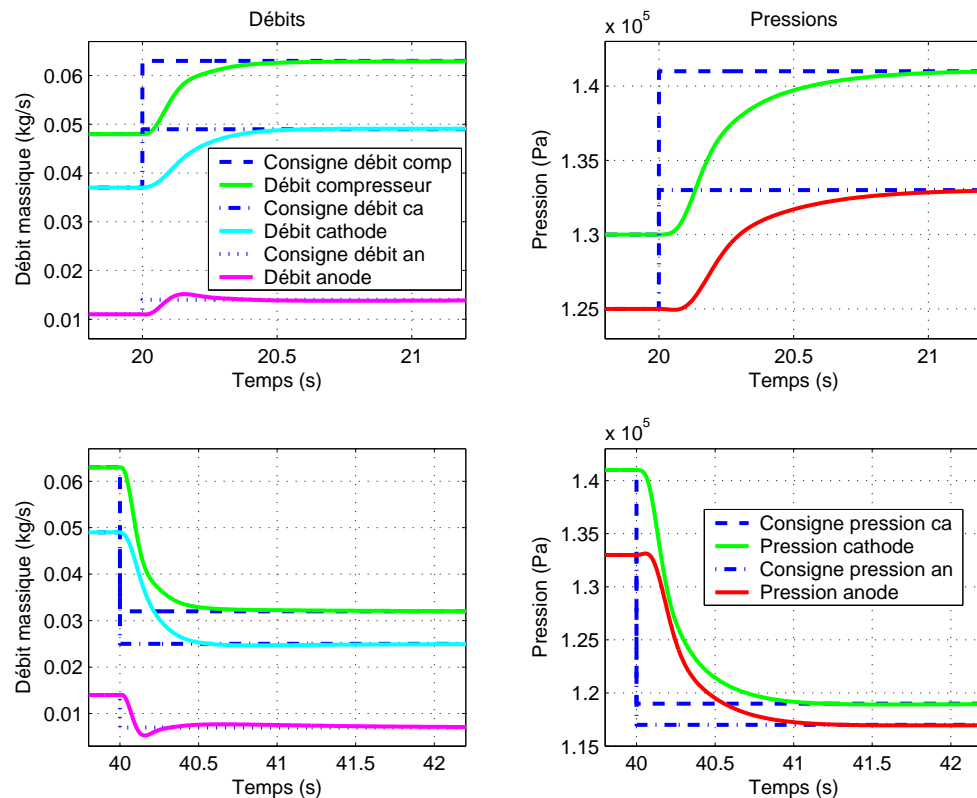


FIG. 4.33 – Zooms sur les sorties à commander

### 4.3.5 Bilan

La commande multivariable proposée garantit donc des performances dynamiques et de découplage très satisfaisantes. L'anticipation statique n'apparaît pas nécessaire dans ce cas.

Pour confirmer les capacités de découplage de la commande multivariable, reprenons l'exemple rapide qui consiste à séparer les variations des consignes de débits et de pressions (les consignes sont volontairement espacées de 20 secondes pour bien dissocier les effets des consignes de ceux des couplages). On observe sur la figure 4.34 que les perturbations engendrées par les couplages sont parfaitement rejetées sans dégradation des performances dynamiques.

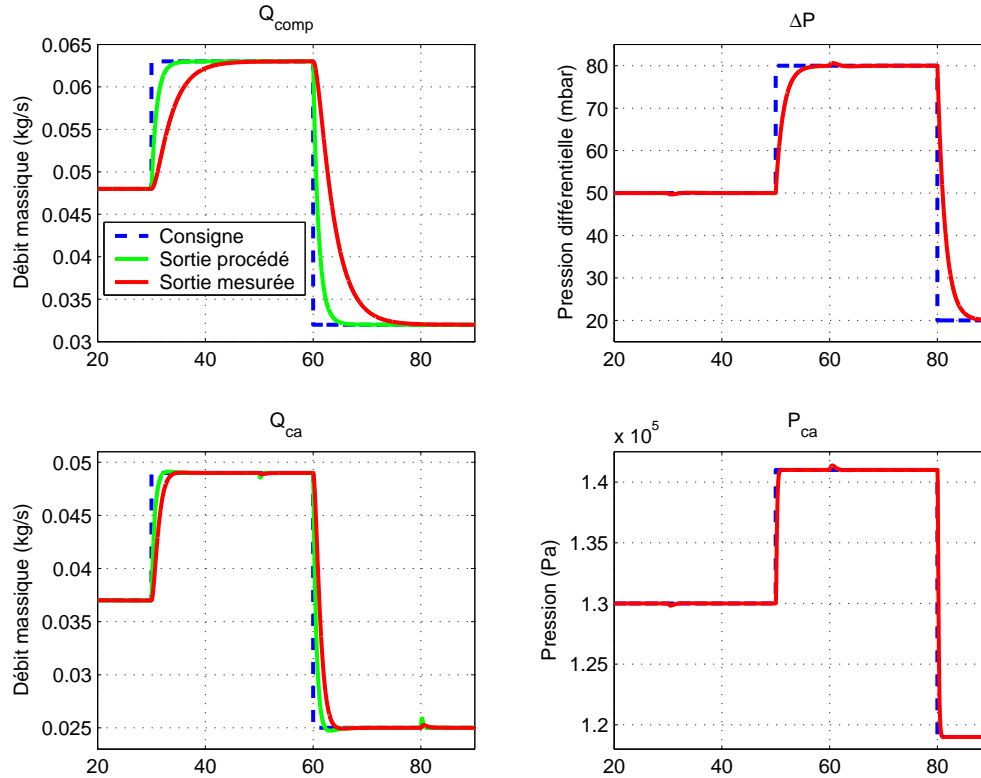


FIG. 4.34 – Performances en découplage avec des consignes découplées

Grâce à la richesse apportée par les modèles de connaissance, la prise en compte des dynamiques de mesure et les possibilités de réglage, la commande multivariable doit nous permettre de répondre au cahier des charges sur le système d'air expérimental.

Néanmoins, la synthèse de cette commande exige de faire le choix du point de fonctionnement adéquat. Il est également envisageable de calculer plusieurs commandes, pour différents points d'équilibre représentatifs du fonctionnement du système d'air.

## 4.4 Analyse non structurée de la robustesse

### 4.4.1 Introduction

La précision de la modélisation et l'utilisation d'un modèle simplifié pour la mise en place de lois de commande introduit nécessairement des incertitudes sur le modèle de synthèse. Il convient donc d'étudier la robustesse de la loi de commande, c'est-à-dire de chercher à garantir la stabilité et un certain niveau de performances, en dépit des différentes incertitudes. Pour les systèmes monovariables, la notion de marges de stabilité illustre de manière qualitative la robustesse de la stabilité. Mais dans le cas multivariable, les marges de stabilité déduites du critère de Nyquist ne garantissent en aucun cas la robustesse. En effet, les valeurs propres peuvent être dans certains cas extrêmement sensibles à des modifications même infimes dans les matrices du système.

Les valeurs singulières permettent de mettre en place un cadre d'étude plus précis, en rassemblant toutes les incertitudes de modèle dans une seule matrice de transfert. L'étude qui va suivre se fonde sur une représentation non structurée, qui s'avère limitée dans le cas d'incertitudes nombreuses intervenant en différents points de la boucle d'asservissement. Elle constitue donc une première approche - incomplète mais significative - de l'analyse de robustesse.

### 4.4.2 Evaluation des marges de stabilité dans un cadre multivariable

#### Formalisation du problème

Déduit de l'utilisation des valeurs singulières et de la norme  $H_\infty$ , le théorème du petit gain est un résultat général qui permet d'aller plus loin dans l'étude de la robustesse de la stabilité en présence d'incertitudes de modèle.

Considérons la structure représentée sur la figure 4.35, où  $M(s)$  est une matrice de transfert connue décrivant un système stable, et  $\Delta(s)$  une matrice de transfert inconnue correspondant elle aussi à un système stable. Le théorème suivant permet de garantir la stabilité de la boucle de contre-réaction, malgré la méconnaissance de  $\Delta(s)$  :

*Si  $M(s)$  et  $\Delta(s)$  correspondent à des systèmes stables, le système de la figure ci-dessous est stable pour tout  $\Delta(s)$  tel que  $\|\Delta(s)\|_\infty < \alpha$  si et seulement si  $\|M(s)\|_\infty < \alpha^{-1}$ .*

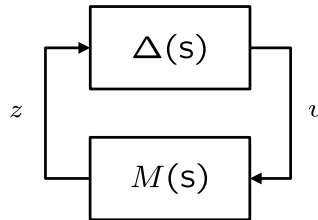


FIG. 4.35 – Schéma d'analyse de la robustesse de la stabilité

Dans la suite, nous appellerons  $T_{BO}(s)$  la fonction de transfert en boucle ouverte obtenue en ouvrant la boucle à l'endroit où l'on veut calculer les marges de stabilité (marges en sortie ou marges en entrée). L'asservissement nominal correspond au bouclage de  $T_{BO}(s)$  par un retour égal à l'identité. Pour faire apparaître la notion de marges de stabilité, on peut supposer qu'on introduit un facteur multiplicatif  $\lambda_i$  dans chacune des boucles de contre-réaction. On obtient

ainsi le schéma d'analyse de la figure 4.36, avec :

$$\Lambda = \text{diag}(\lambda_1, \dots, \lambda_m)$$

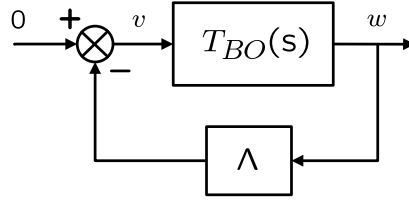


FIG. 4.36 – Schéma d'analyse pour l'évaluation des marges de stabilité

Pour le système bouclé nominal, la matrice  $\Lambda$  est la matrice identité. Dans le cas d'une ouverture de la boucle en sortie, on a :  $w = y$ , pour une ouverture en entrée :  $w = u$ .

### Analyse par modélisation multiplicative directe

Pour se placer dans le cadre du théorème du petit gain, on peut tout d'abord poser :

$$\Lambda = I + \Delta_1 \quad ; \quad \Delta_1 = \text{diag}(\lambda_1 - 1, \dots, \lambda_m - 1)$$

Le schéma de la figure 4.36 devient alors celui de la figure 4.37, qui se met sous la forme requise pour le théorème du petit gain en calculant la fonction de transfert qui apparaît entre la sortie et l'entrée de  $\Delta_1$  :

$$\begin{aligned} W_1(s) &= T_{BO}(s) [-V_1(s) - W_1(s)] \\ W_1(s) &= -[I + T_{BO}(s)]^{-1} T_{BO}(s) V_1(s) \end{aligned}$$

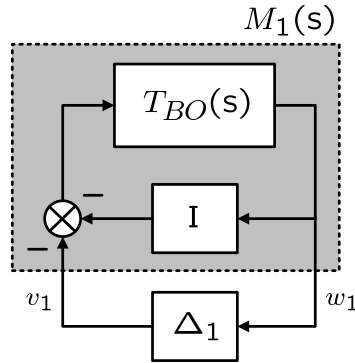


FIG. 4.37 – Transformation du schéma d'analyse (modélisation multiplicative directe)

On définit alors :

$$\alpha_1 = 1 / \| [I + T_{BO}(s)]^{-1} T_{BO}(s) \|_\infty \leq 1$$

D'après le théorème du petit gain, il y a stabilité pour tout  $\Delta_1$  tel que :  $\|\Delta_1\|_\infty \leq \alpha_1$ , ou encore pour tout  $\lambda_i$  tel que :  $|\lambda_i - 1| < \alpha_1$ .

On peut remarquer que  $\alpha_1 \leq 1$  en général (inverse de la norme d'une matrice de transfert qui tend vers l'identité en basse fréquence).

Pour évaluer les marges de stabilité à partir de ce résultat, il suffit de poser :

#### 4.4 Analyse non structurée de la robustesse

- $\lambda_i = k_i$  ( $k_i$  réel) pour les marges de gain ; il y a alors stabilité pour tout  $i$  si :

$$1 - \alpha_1 < k_i < 1 + \alpha_1 \quad (4.5)$$

- $\lambda_i = e^{j\varphi_i}$  ( $\varphi_i$  réel) pour les marges de phase ; il y a alors stabilité pour tout  $i$  si :

$$|e^{j\varphi_i} - 1| < \alpha_1 \quad \Leftrightarrow \quad |\varphi_i| < 2\text{Arcsin}\frac{\alpha_1}{2} \quad (4.6)$$

#### Analyse par modélisation multiplicative inverse

Contrairement aux marges de gains et de phase traditionnelles, les conditions (4.5) et (4.6) sont des conditions suffisantes de stabilité : cela signifie que l'on garantit la stabilité si les gains ou les phases restent dans les intervalles déterminés, mais que l'on ne peut rien conclure si l'un au moins sort de son intervalle.

Pour cette raison, il est intéressant de chercher une autre condition suffisante, en raisonnant à partir d'un schéma différent. Pour cela, on peut poser :

$$\Lambda = (I + \Delta_2)^{-1} \quad ; \quad \Delta_2 = \text{diag}(\lambda_1^{-1} - 1, \dots, \lambda_m^{-1} - 1)$$

Le schéma de la figure 4.36 devient alors celui de la figure 4.38, qui se met sous la forme requise pour le théorème du petit gain en calculant :

$$\begin{aligned} W_2(s) &= -V_2(s) - T_{BO}(s)W_2(s) \\ W_2(s) &= -[I + T_{BO}(s)]^{-1} V_2(s) \end{aligned}$$

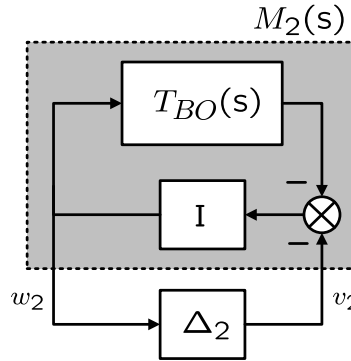


FIG. 4.38 – Transformation du schéma d'analyse (modélisation multiplicative inverse)

On définit alors :

$$\alpha_2 = 1 / \|(I + T_{BO}(s))^{-1}\|_{\infty} \leq 1$$

D'après le théorème du petit gain, il y a stabilité pour tout  $\Delta_2$  tel que :  $\|\Delta_2\|_{\infty} \leq \alpha_2$ , ou encore pour tout  $\lambda_i$  tel que :  $|\lambda_i^{-1} - 1| < \alpha_2$ , avec  $\alpha_2 \leq 1$ .

On obtient alors les résultats suivants :

- pour les marges de gain, il y a stabilité pour tout  $i$  si :

$$\frac{1}{1 + \alpha_2} < k_i < \frac{1}{1 - \alpha_2} \quad (4.7)$$

- pour les marges de phase, il y a stabilité pour tout  $i$  si :

$$|e^{-j\varphi_i} - 1| < \alpha_2 \quad \Leftrightarrow \quad |\varphi_i| < 2\text{Arcsin}\frac{\alpha_2}{2} \quad (4.8)$$

### Vérification des marges de stabilité des commandes synthétisées

Les inégalités établies ci-dessus constituent une première généralisation aux systèmes multivariables des notions classiques de marges de stabilité. Les conditions obtenues n'étant que suffisantes, il s'agit de prendre la réunion des intervalles obtenus avec les deux analyses précédentes, à savoir (4.5) et (4.7) pour les marges de gain, (4.6) et (4.8) pour les marges de phase.

L'application des inégalités obtenues par modélisations directe et inverse aux commandes synthétisées dans ce chapitre (monovariante et multivariable) conduit aux résultats suivants (cf. tableaux 4.3 et 4.4).

Modélisation directe	Modélisation inverse
$\alpha_1=0,77$	$\alpha_2=0,65$
$0,23 < k_i < 1,77$	$0,61 < k_i < 2,85$
$ \varphi_i  < 45^\circ$	$ \varphi_i  < 38^\circ$

TAB. 4.3 – Marges de stabilité de la commande monovariante

Modélisation directe	Modélisation inverse
$\alpha_1=0,99$	$\alpha_2=0,74$
$0,01 < k_i < 1,99$	$0,58 < k_i < 3,83$
$ \varphi_i  < 59^\circ$	$ \varphi_i  < 43^\circ$

TAB. 4.4 – Marges de stabilité de la commande multivariable

On obtient donc pour la commande monovariante les marges de stabilité garanties suivantes :

- marges de gain garanties :  $]0, 23; 1, 73[ \cup ]0, 61; 2, 85[ = ]0, 23; 2, 85[$
- marges de phase garanties :  $\pm 45^\circ \cup \pm 38^\circ = \pm 45^\circ$

valeurs qui peuvent être considérées comme tout à fait satisfaisantes.

Pour la commande multivariable, on obtient les marges de stabilité garanties suivantes :

- marges de gain garanties :  $]0, 01; 1, 99[ \cup ]0, 58; 3, 83[ = ]0, 01; 3, 83[$
- marges de phase garanties :  $\pm 59^\circ \cup \pm 43^\circ = \pm 59^\circ$

valeurs qui sont sensiblement meilleures que pour la commande précédente.

#### 4.4.3 Bilan

Pour les deux approches monovariante et multivariable, la stabilité semble assurée, avec des marges de stabilité plus confortables en multivariable, en termes de marge de gain et de marge de phase. En outre, il a été vérifié que l'observateur ne dégrade que très légèrement les marges de stabilité.

Cette étude, qui s'appuie sur les valeurs singulières non structurées, constitue une première approche pour l'analyse de robustesse. Une manière d'obtenir des conditions moins restrictives, donc des intervalles plus larges, est d'utiliser l'analyse de la valeur singulière structurée ( $\mu$ -analyse).

## 4.5 Conclusion

Avant de valider expérimentalement les commandes synthétisées sur le banc du système d'air expérimental (cf. Chapitre 5), la comparaison en simulation des deux approches présentées précédemment montre que la commande multivariable permet de régler la dynamique du système bouclé en manipulant un nombre de paramètres de réglage plus limité, et dont l'effet sur le découplage peut être facilement maîtrisé. L'approche monovariable permet quant à elle de régler de façon plus fine le comportement transitoire (au détriment des couplages).

L'approche monovariable est numériquement plus simple à mettre en œuvre puisqu'elle n'utilise que des coefficients issus d'une analyse fréquentielle. L'approche LQ, pour sa part, demande la résolution d'une équation de Riccati. Mais, du point de vue de la robustesse, la commande multivariable garantit des marges de stabilité plus confortables, même si l'on s'éloigne sensiblement des marges théoriques de la commande LQ sans observateur (marge de gain infinie, marge de phase d'au moins  $60^\circ$ ).

Si l'on se concentre sur les problématiques du système d'air étudié et sur le contexte automobile, le bon compromis entre performances dynamiques et découplage d'une part, la robustesse et le temps de réglage d'autre part, confirment l'avantage d'une commande multivariable - malgré une plus grande complexité théorique.

Il faut également tenir compte de l'évolution continue du système et de son cahier des charges : dans ce contexte, la commande multivariable laisse présager des gains importants en performance, qui permettront d'optimiser le fonctionnement du module de puissance avec notamment l'amélioration espérée du temps de réponse du reformeur.

Enfin, la connaissance physique incluse dans le modèle (et plus particulièrement dans l'observateur) permet d'envisager diverses améliorations de la commande multivariable comme :

- la suppression d'un débitmètre pour limiter le nombre de capteurs,
- la mise en place d'un observateur non-linéaire pour mieux s'adapter au changement de point de fonctionnement,
- la mise en œuvre de techniques de réduction pour adapter l'ordre des correcteurs à l'intégration au véhicule, etc.





## Chapitre 5

# Résultats expérimentaux sur la commande du système d'air

### 5.1 Protocole expérimental pour la validation

#### 5.1.1 Rappels sur le fonctionnement du système d'air

L'objectif principal des lois de commande synthétisées dans le chapitre précédent est de faire suivre au système d'air expérimental le profil de fonctionnement suivant (cf. tableau 5.1), qui traduit les conditions de fonctionnement optimales du système d'air du module de puissance :

PUISSANCE	$Q_{comp}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$Q_{ca}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$Q_{an}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$P_{di}$ (Pa)	$P_{ca}$ (Pa)	$P_{an}$ (Pa)	$\Delta P$ (mbar)
10	0,009	0,007	0,002	1,11.10 <sup>5</sup>	1,05.10 <sup>5</sup>	1,05.10 <sup>5</sup>	0
20	0,017	0,013	0,004	1,26.10 <sup>5</sup>	1,09.10 <sup>5</sup>	1,09.10 <sup>5</sup>	0
30	0,024	0,019	0,005	1,33.10 <sup>5</sup>	1,14.10 <sup>5</sup>	1,13.10 <sup>5</sup>	10
40	0,032	0,025	0,007	1,42.10 <sup>5</sup>	1,19.10 <sup>5</sup>	1,17.10 <sup>5</sup>	20
50	0,040	0,031	0,009	1,54.10 <sup>5</sup>	1,24.10 <sup>5</sup>	1,21.10 <sup>5</sup>	30
60	0,048	0,037	0,011	1,68.10 <sup>5</sup>	1,30.10 <sup>5</sup>	1,25.10 <sup>5</sup>	50
70	0,056	0,043	0,013	1,83.10 <sup>5</sup>	1,35.10 <sup>5</sup>	1,29.10 <sup>5</sup>	60
80	0,063	0,049	0,014	1,99.10 <sup>5</sup>	1,41.10 <sup>5</sup>	1,33.10 <sup>5</sup>	80
90	0,072	0,056	0,016	2,20.10 <sup>5</sup>	1,47.10 <sup>5</sup>	1,37.10 <sup>5</sup>	100
100	0,080	0,062	0,018	2,39.10 <sup>5</sup>	1,52.10 <sup>5</sup>	1,42.10 <sup>5</sup>	100

TAB. 5.1 – Plage de fonctionnement du système d'air expérimental

Rappelons pour mémoire que - pour le module de puissance d'un système à pile à combustible avec reformage embarqué - la plage de fonctionnement du système d'air correspond à l'ensemble des valeurs de débit et de pression qui doivent être régulées (cf. paragraphe 1.3.4) afin de garantir le bon fonctionnement du *stack* (stœchiométries anodique et cathodique) et le bilan d'eau du module de puissance (niveau de pression).

C'est à partir des considérations précitées que l'on définit sur la figure 5.1 les profils "débit/pression" que doit suivre le système d'air expérimental aux niveaux du compresseur et de la cathode. Les grandeurs à commander sont le débit fourni par le compresseur  $Q_{comp}$ , le débit

cathodique  $Q_{ca}$ , la pression cathodique  $P_{ca}$  et la pression différentielle entre anode et cathode  $\Delta P$ . Le cahier des charges correspondant a été précisé au paragraphe 4.1.2.

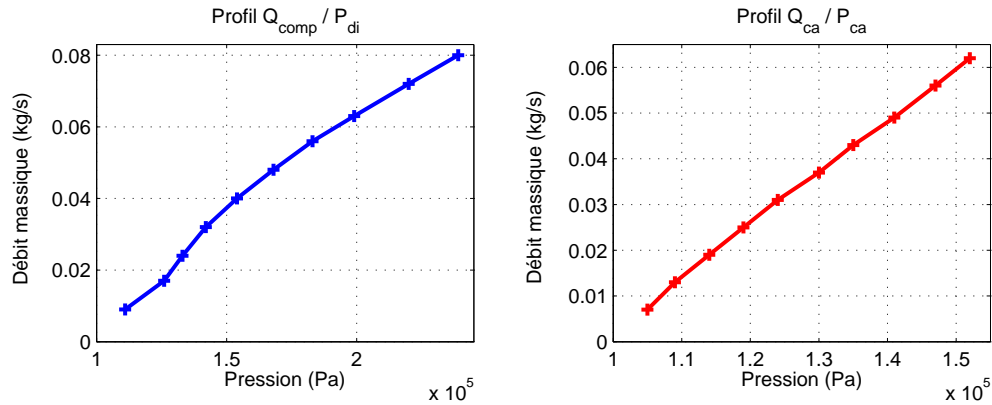


FIG. 5.1 – Profils "débit/pression"

### 5.1.2 Procédure pour la validation expérimentale

La procédure de validation des lois de commande du système d'air va tout d'abord consister à faire suivre à celui-ci un profil de consignes prédéfini : une série d'échelons montants et descendants d'amplitudes variées, simultanément pour les quatre consignes considérées, et sur toute la plage de fonctionnement du système d'air (cf. figure 5.2).

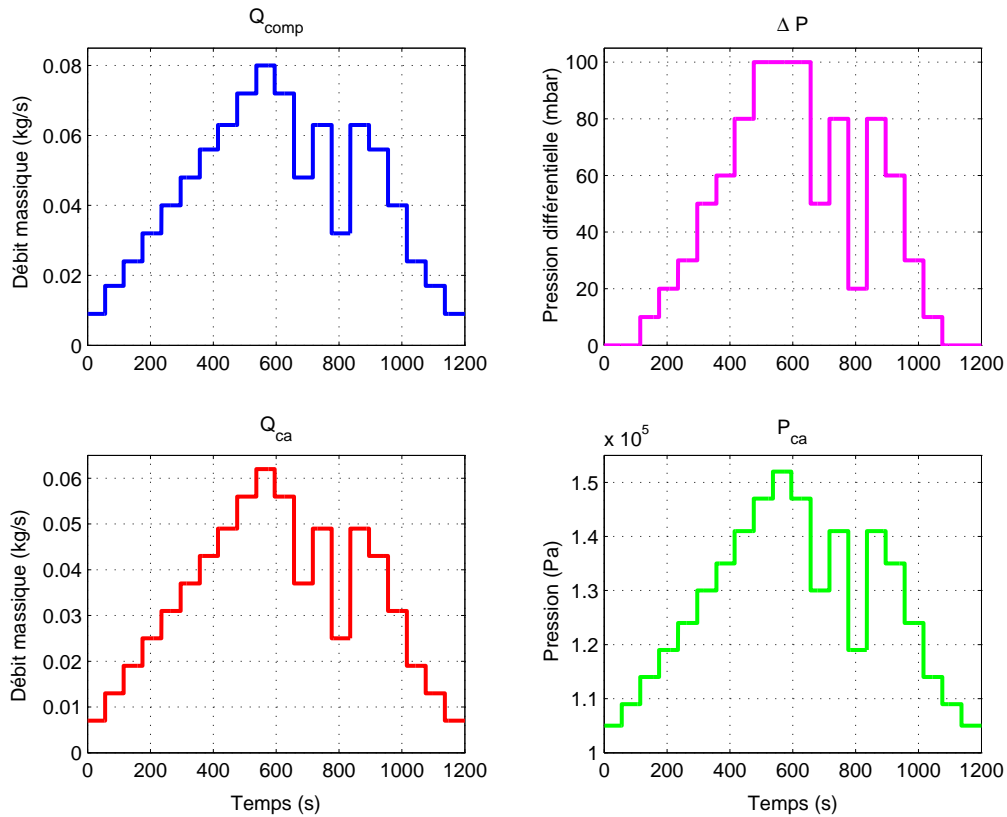


FIG. 5.2 – "Pyramides" des consignes pour le système d'air expérimental

Le second point de la validation va consister à tester les lois de commande sur un scénario

## 5.1 Protocole expérimental pour la validation

très contraignant de type "pied au plancher" (passage des points de fonctionnement 10% à 90% de la puissance maximale, cf. figure 5.3). En effet, si la commande du système d'air satisfait au cahier des charges sur ce type de transitoires, on pourra raisonnablement considérer qu'elle sera efficace sur toute la plage de fonctionnement.

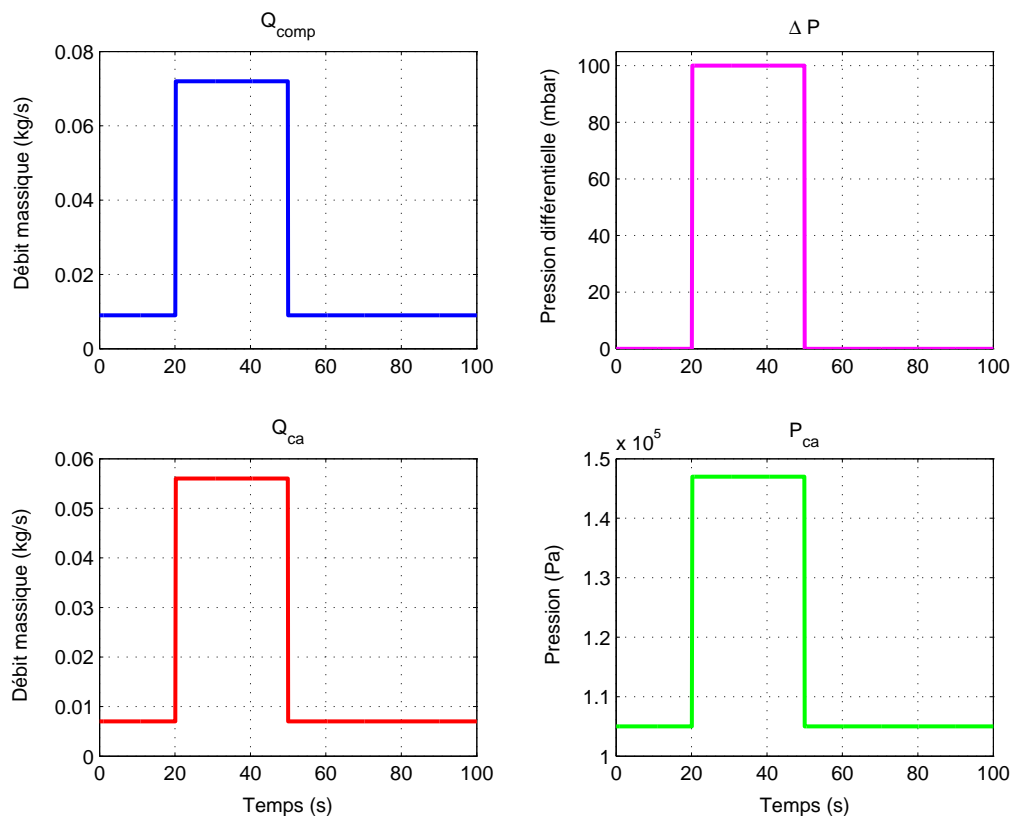


FIG. 5.3 – Consignes du scénario de test "pied au plancher"

Précisons que les commandes synthétisées et testées en simulation au Chapitre 4 (sur le modèle non-linéaire) seront validées sur le banc d'essai avec des réglages adaptés aux contraintes expérimentales (bruits de mesure, erreurs sur la cartographie du compresseur, risque de saturation des actionneurs, etc.), le but étant de répondre au cahier des charges précisé au paragraphe 4.1.2, et non d'atteindre les performances maximales des lois de commande (multivariable notamment).

### 5.1.3 Mise en œuvre des lois de commande sur banc

Les lois de commande à valider sur le banc d'essai du système d'air ont été synthétisées en temps continu puis implémentées sur le système numérique d'acquisition et de commande avec une période d'échantillonnage de 10 millisecondes.

Par ailleurs, les différentes mesures ont été pré-filtrées à l'aide de filtres numériques de bandes passantes élevées afin de s'affranchir du bruit haute-fréquence sans pénaliser le temps de réponse très rapide des capteurs de pression.

Avant de présenter les résultats obtenus sur banc, il est bon de préciser que les mesures de débit cathodique (débitmètre de type "turbine", cf. Annexe C) et de pression différentielle restent fortement bruitées. Par contre, les oscillations basse-fréquence qui apparaissent sur les mesures de pression cathodique sont liées à la précision de la résolution de la vanne de régulation ( $\pm 0,5^\circ$ ).

## 5.2 Validation expérimentale des résultats obtenus en simulation

Par souci de clarté, les résultats des deux commandes (monovariante et multivariante) vont être présentés sur l'ensemble du profil de validation, mais leurs performances (temps de réponse, dépassement) seront évaluées sur deux essais caractéristiques. Pour le premier, de type "pyramide", trois fenêtres seront choisies pour différents transitoires de la demande de puissance :

- la fenêtre n°1 correspond à un échelon de consignes sur la plage "basse" du fonctionnement du système d'air (échelon de 20 à 30% de la puissance maximale) ;
- la fenêtre n°2 correspond à deux échelons - montant puis descendant - sur la plage "haute" du fonctionnement du système d'air (entre 90 et 100% de la puissance maximale) ;
- la fenêtre n°3 correspond à deux échelons - descendant puis montant - sur la plage "moyenne" du fonctionnement du système d'air (entre 40 et 80% de la puissance maximale).

Le deuxième essai correspond au scénario "pied au plancher" (échelon entre 10 et 90% de la puissance maximale). Les figures 5.5 à 5.8 puis 5.10 à 5.13 représentent les 4 sorties à réguler suivies des 4 commandes. Les tableaux 5.2 à 5.8 récapitulent les performances obtenues.

### 5.2.1 Commande monovariante

La figure 5.4 présente la réponse globale sur le profil type "pyramide". Cet essai montre un bon suivi du profil de consigne, pour les différentes grandeurs concernées.

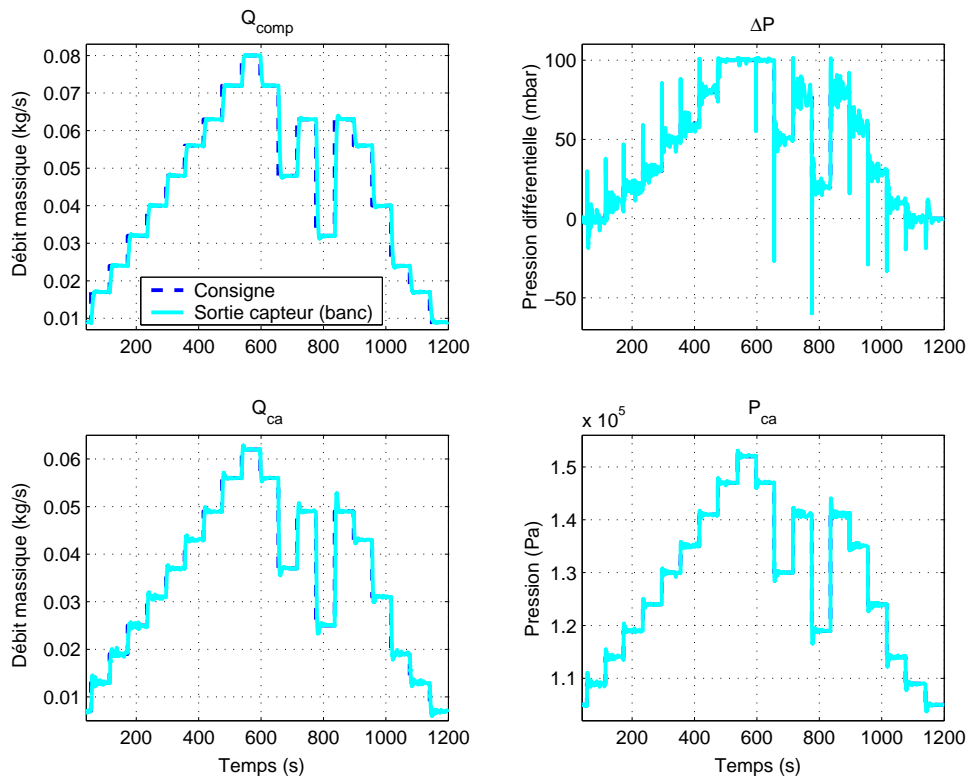


FIG. 5.4 – Suivi du profil de type "pyramide" avec la commande monovariante

Dans les figures suivantes, nous distinguerons les consignes, la mesure (ou la sortie du capteur sur le banc), la sortie du capteur simulée et la sortie du procédé simulée.

Essai "pyramide" : fenêtre n°1

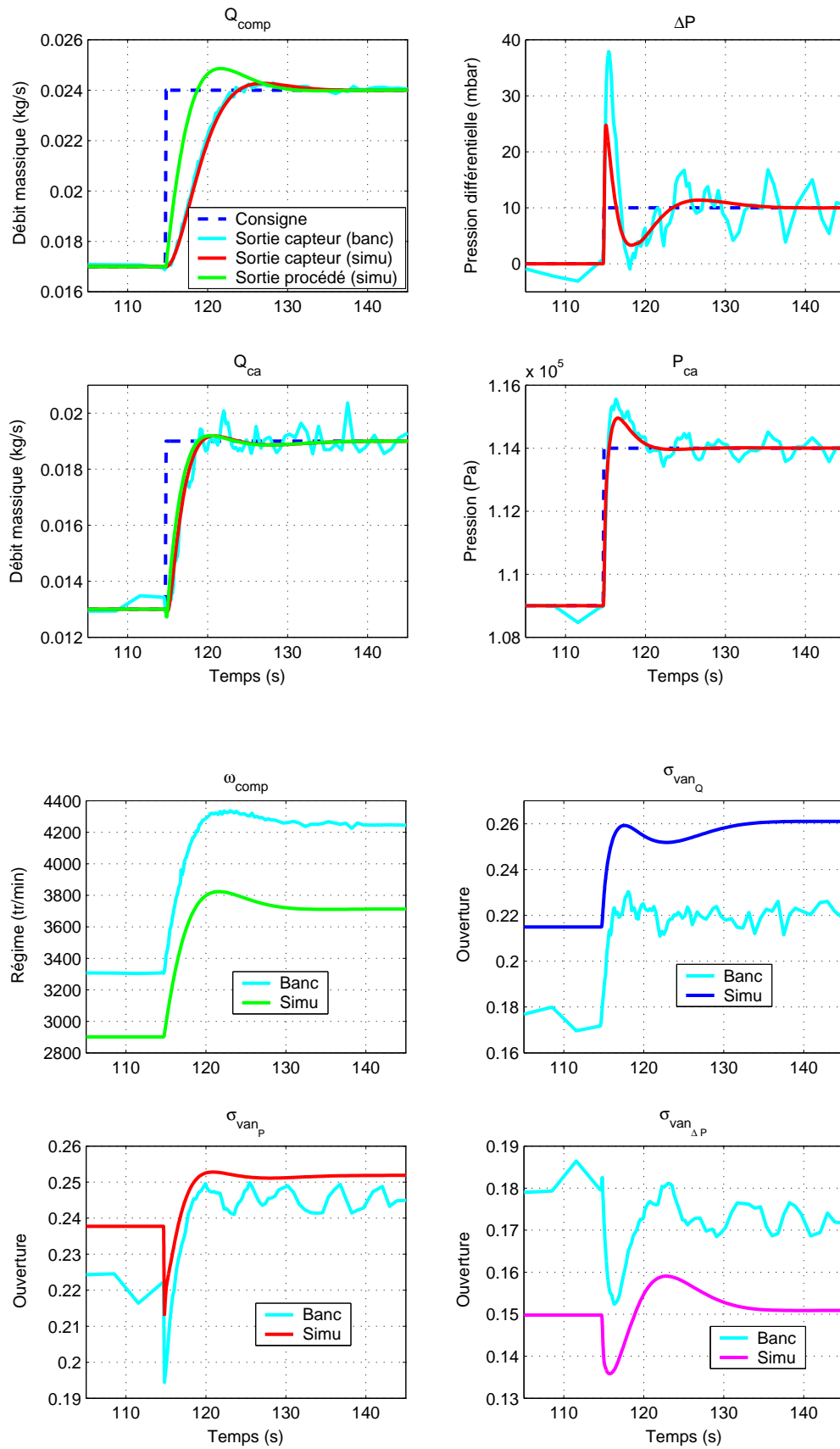


FIG. 5.5 – Sorties et commandes sur la fenêtre n°1 de l'essai "pyramide"

Essai "pyramide" : fenêtre n°2

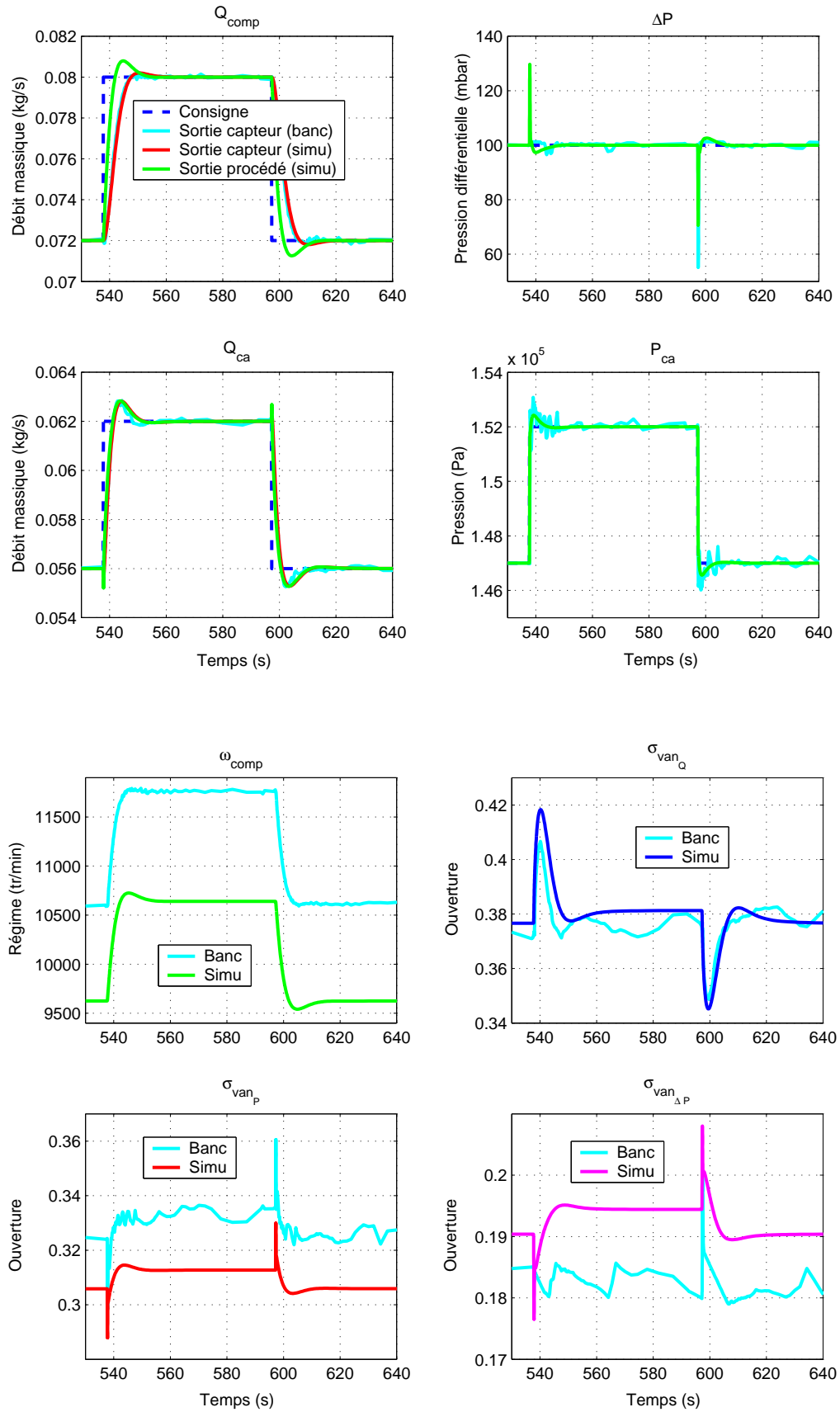


FIG. 5.6 – Sorties et commandes sur la fenêtre n°2 de l'essai "pyramide"

Essai "pyramide" : fenêtre n°3

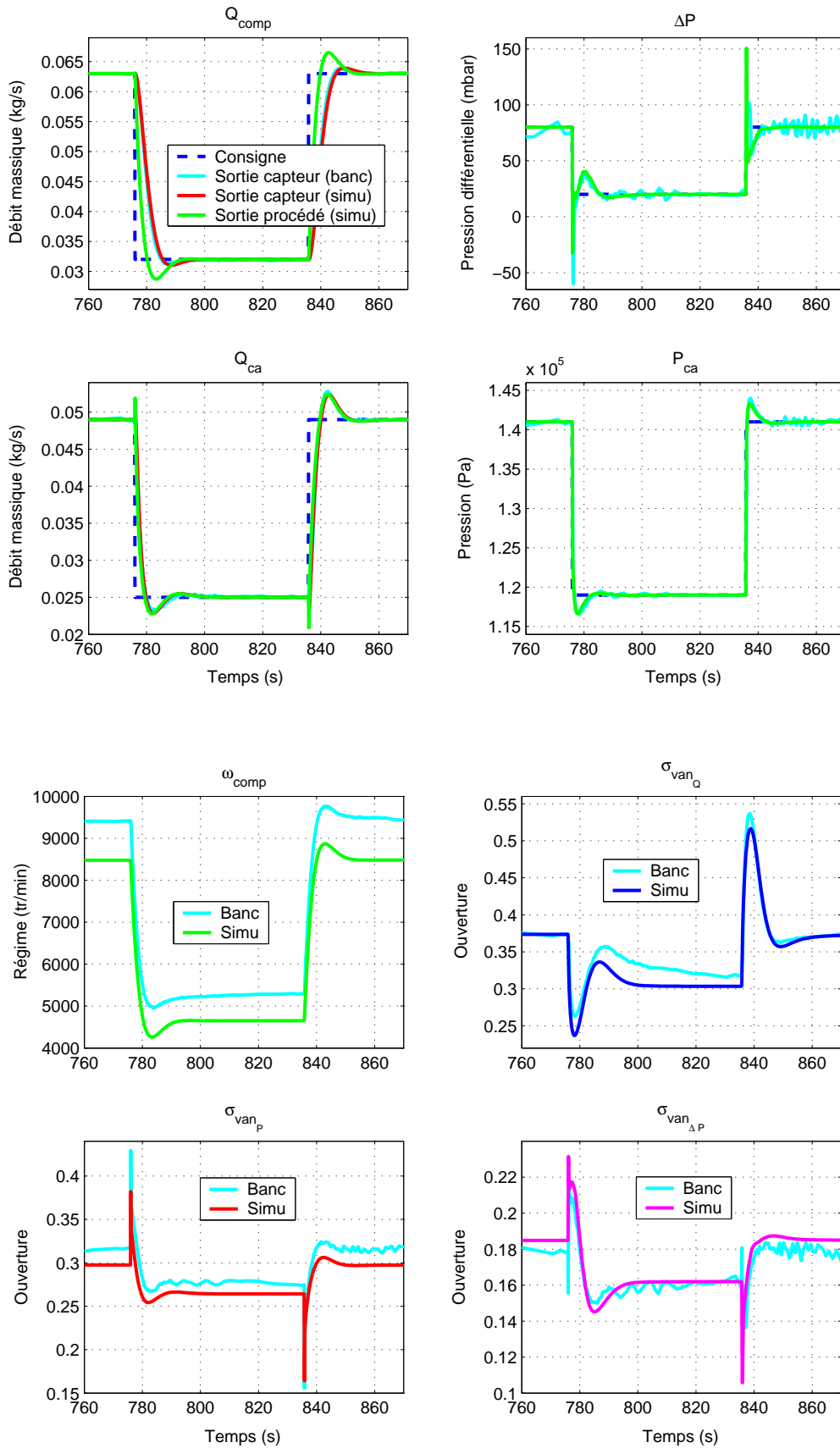


FIG. 5.7 – Sorties et commandes sur la fenêtre n°3 de l'essai "pyramide"



## Essai "pied au plancher"

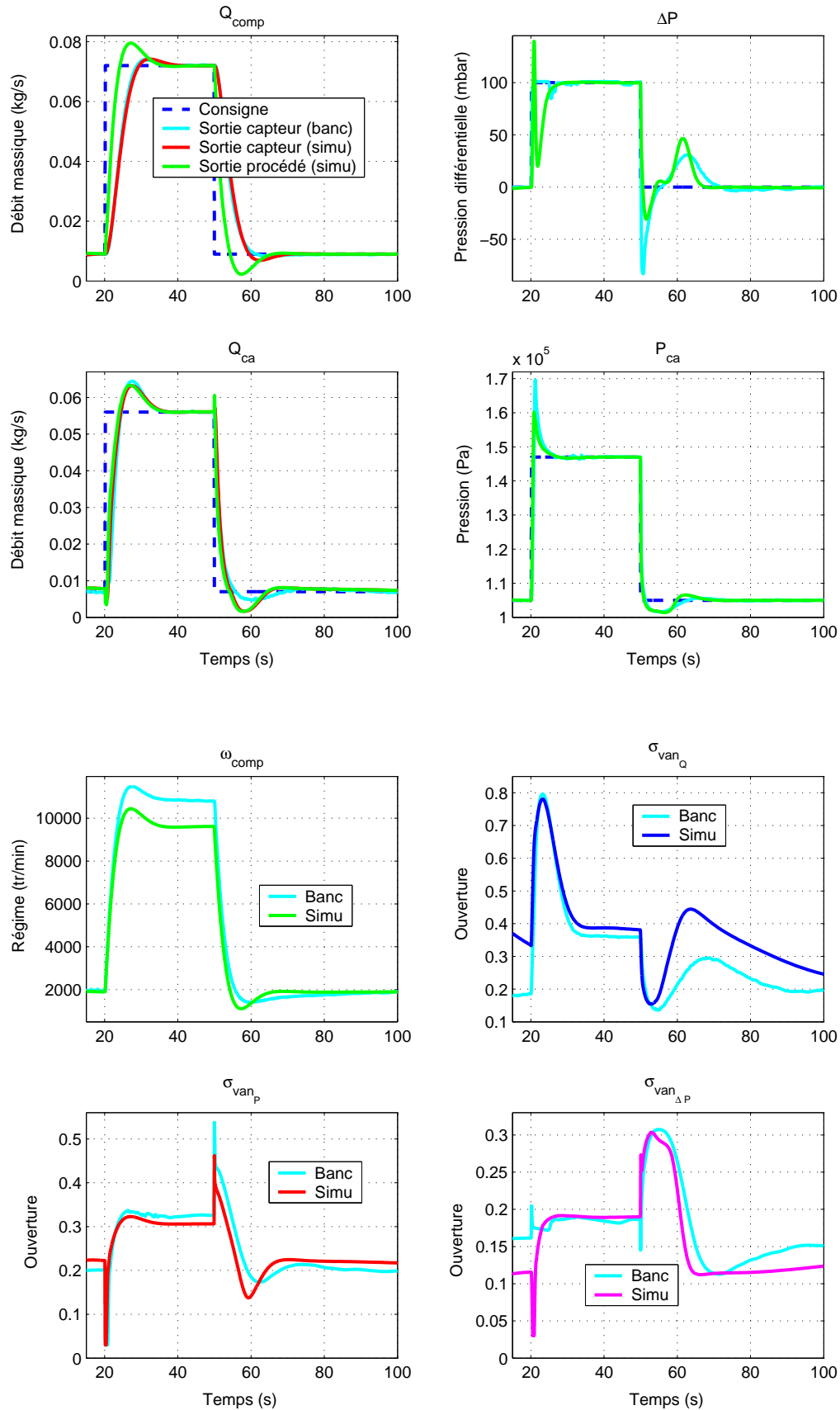


FIG. 5.8 – Sorties et commandes sur l'essai "pied au plancher"

### Récapitulatif des performances de la commande monovariable

Pour rappel, le cahier des charges impose d'une part des temps de réponse inférieurs à 3 secondes pour les débits comme les pressions, d'autre part des dépassements en transitoire inférieurs à 5% pour les débits massiques et à 10% pour les pressions. En outre, il faut assurer de faibles variations pour la différence de pression en sortie de la pile ( $\Delta P < 300$  mbar).

Il s'agit ici d'évaluer précisément les performances de la commande monovariable, sur les sorties estimées du procédé (résultats de simulation) et pour les différents scénarii d'essai (cf. tableaux 5.2 à 5.4) :

- les temps de réponse sur les débits sont hors cahier des charges ; sur les pressions, ils sont légèrement en dehors des spécifications ;
- les dépassements estimés pour les débits comme pour les pressions sont trop importants ;
- pour la différence de pression, la spécification de 300 mbar est respectée, mais le dépassement atteint 150%, avec une variation brutale.

Echelon montant	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	11,5	3,5	4,7
Dépassement (%)	14	3	20

TAB. 5.2 – Performances sur l'essai n°1

Echelon montant	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	10,9	10,3	3,2
Dépassement (%)	10	13	8
Echelon descendant	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	10,6	10,1	3,2
Dépassement (%)	10	13	8

TAB. 5.3 – Performances sur l'essai n°2

Echelon descendant	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	11,4	8,6	4,1
Dépassement (%)	11	9	11
Echelon montant	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	11,1	10,8	3,6
Dépassement (%)	11	14	10

TAB. 5.4 – Performances sur l'essai n°3

En résumé, le système bouclé est stable et amorti, mais les spécifications exigées par le cahier des charges ne sont pas tenues, malgré une sollicitation importante des actionneurs. On peut en outre remarquer un comportement de type "non minimum de phase" pour le débit cathodique - qui se traduirait par une sous-stœchiométrie non souhaitable - ainsi que des variations brutales de la pression différentielle - qui compromettraient la durée de vie de la membrane.

Pour l'essai de type "pied au plancher", le cahier des charges est encore moins respecté, avec une commande de vanne de débit qui a du mal à converger.

## Bilan

La commande monovariante ne permet pas d'atteindre les performances souhaitées : ni les temps de réponse ni les dépassements ne répondent au cahier des charges. On peut observer un comportement symétrique entre les variations montantes et descendantes, mais on est dans tous les cas pénalisé par la dynamique des débitmètres, dont on ne peut s'affranchir avec une approche monovariante et qui rend délicat le réglage.

Ainsi, dans l'architecture du système d'air mis en place sur le banc d'essai, une commande monovariante apparaît inadaptée aux contraintes spécifiques de l'application "pile à combustible" (sous-stœchiométrie cathodique, sollicitation mécanique de la membrane).

Comme point positif, on peut retenir la bonne corrélation entre les simulations et les essais au niveau des différentes commandes, ce qui permet d'évaluer correctement la sollicitation des actionneurs (et donc la consommation électrique).

### 5.2.2 Commande multivariable

La figure 5.9 présente la réponse globale sur le profil type "pyramide". Cet essai montre un bon suivi du profil de consigne, pour les différentes grandeurs concernées.

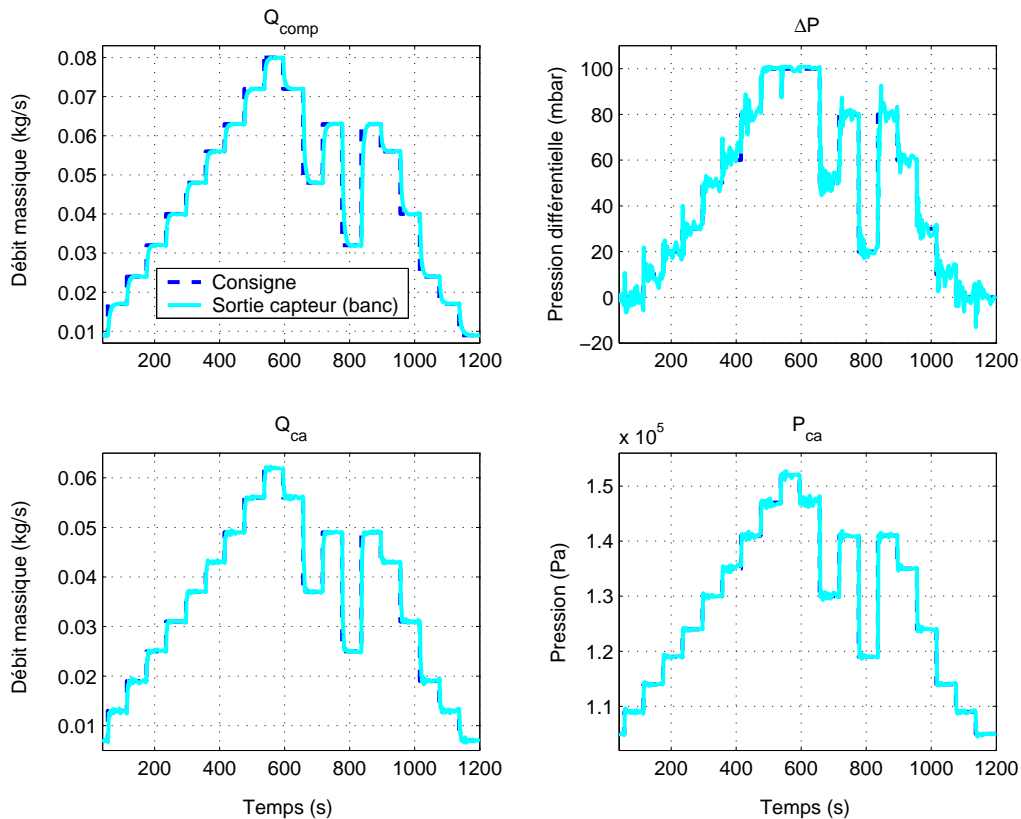


FIG. 5.9 – Suivi du profil de type "pyramide" avec la commande multivariable

Dans les figures suivantes, nous distinguerons les consignes, la mesure (ou la sortie du capteur sur le banc), la sortie du capteur simulée et la sortie du procédé simulée.

Essai "pyramide" : fenêtre n°1

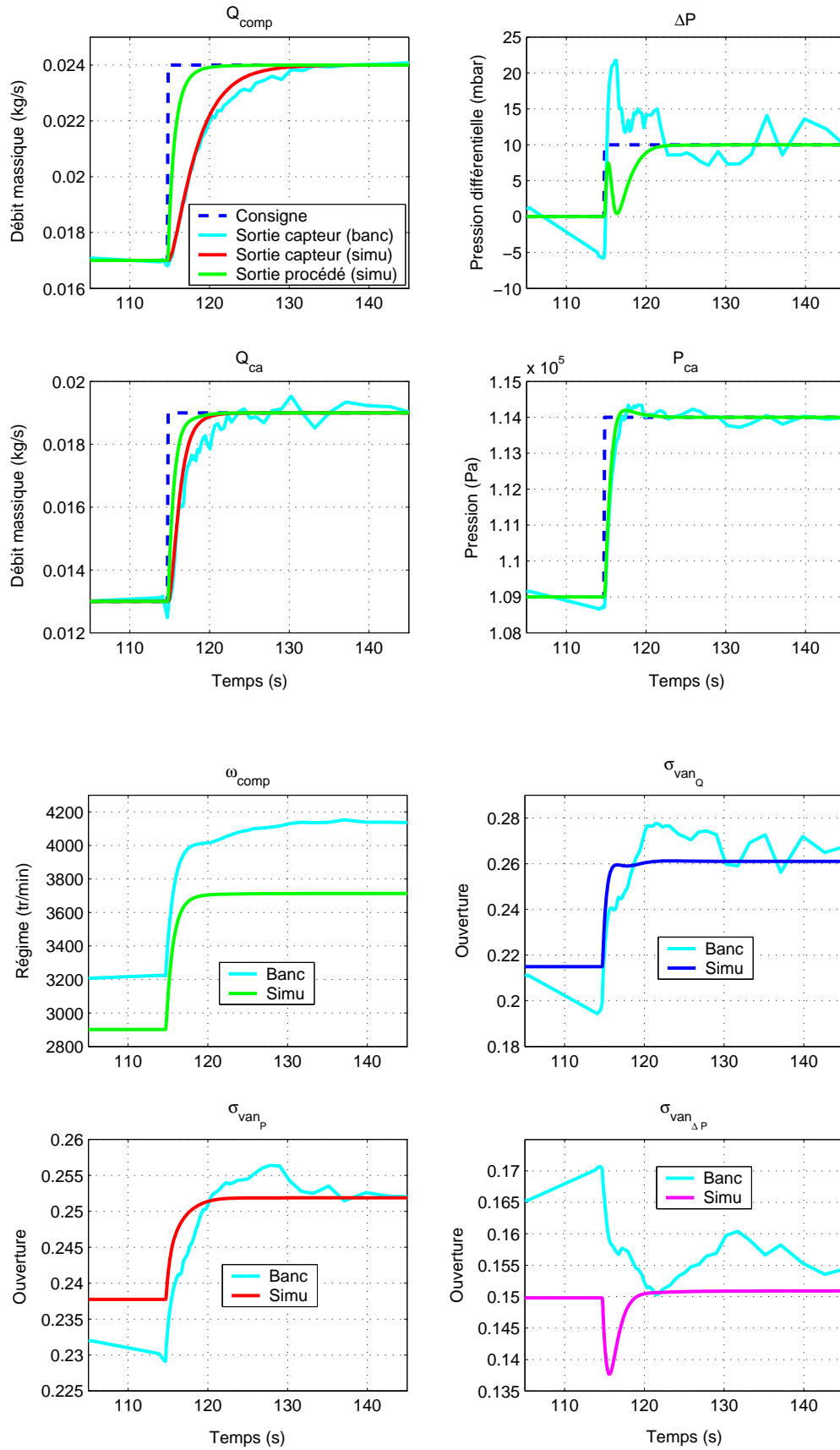


FIG. 5.10 – Sorties et commandes sur la fenêtre n°1 de l'essai "pyramide"

Essai "pyramide" : fenêtre n°2

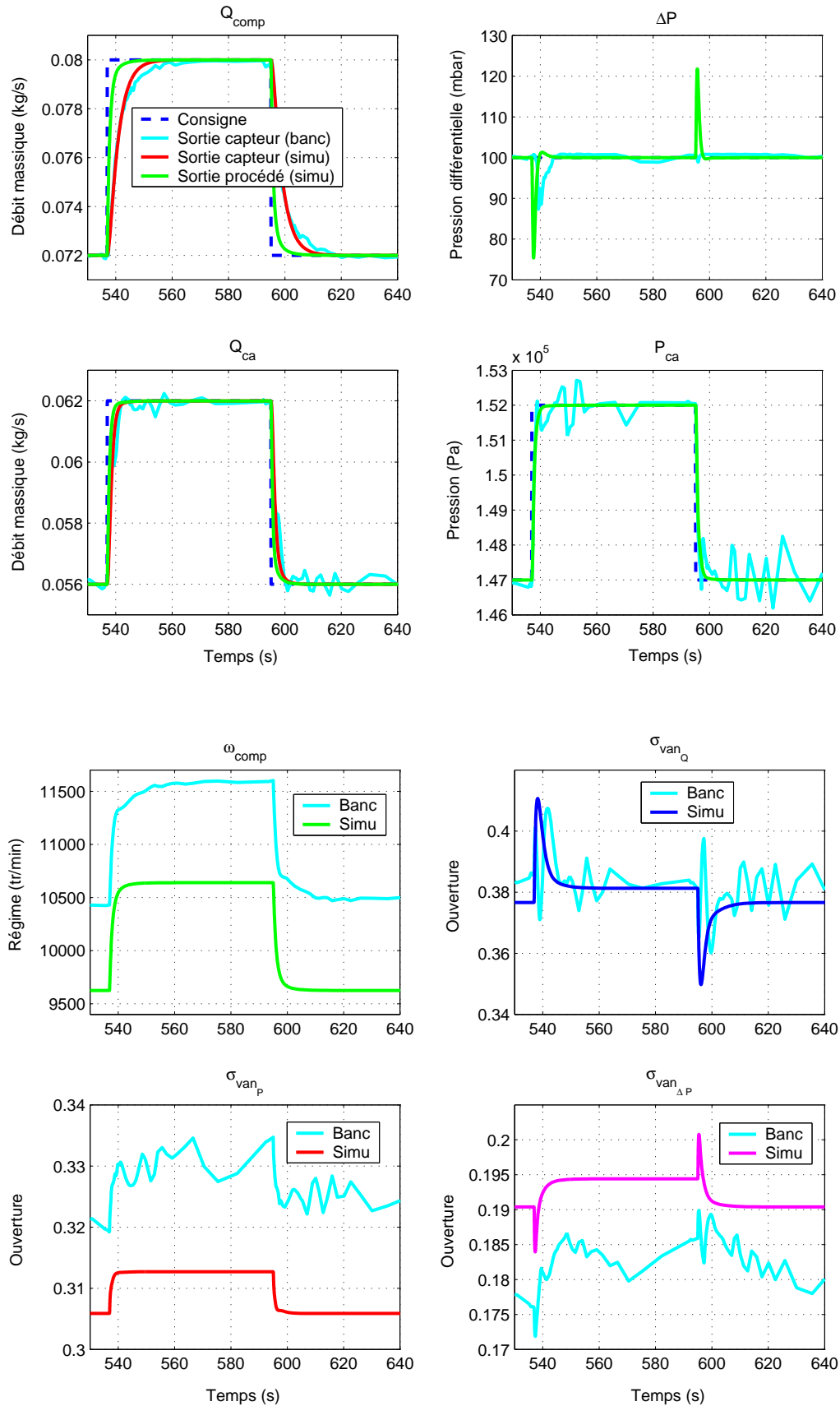


FIG. 5.11 – Sorties et commandes sur la fenêtre n°2 de l'essai "pyramide"

Essai "pyramide" : fenêtre n°3

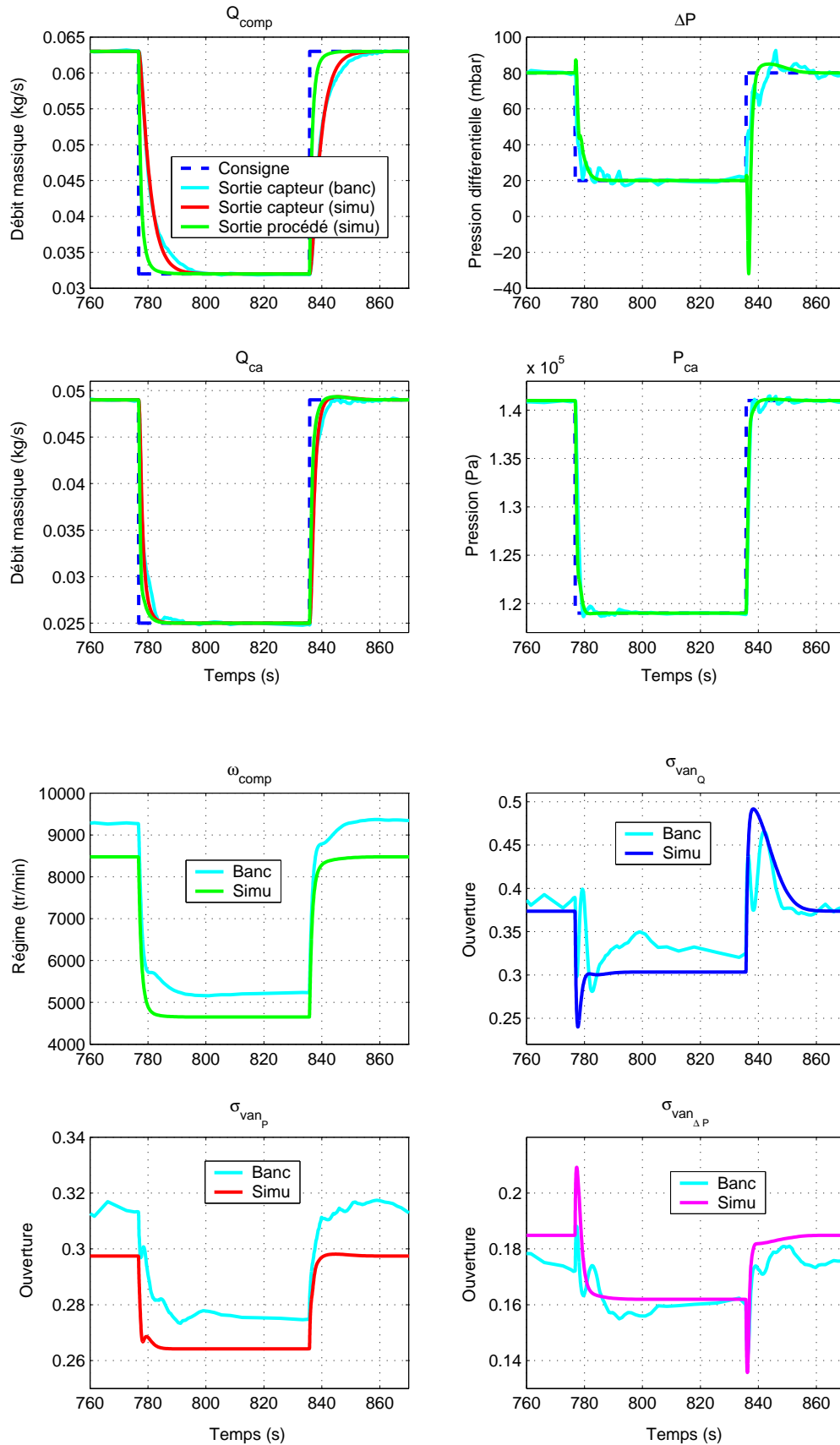


FIG. 5.12 – Sorties et commandes sur la fenêtre n°3 de l'essai "pyramide"

### Essai "pied au plancher"

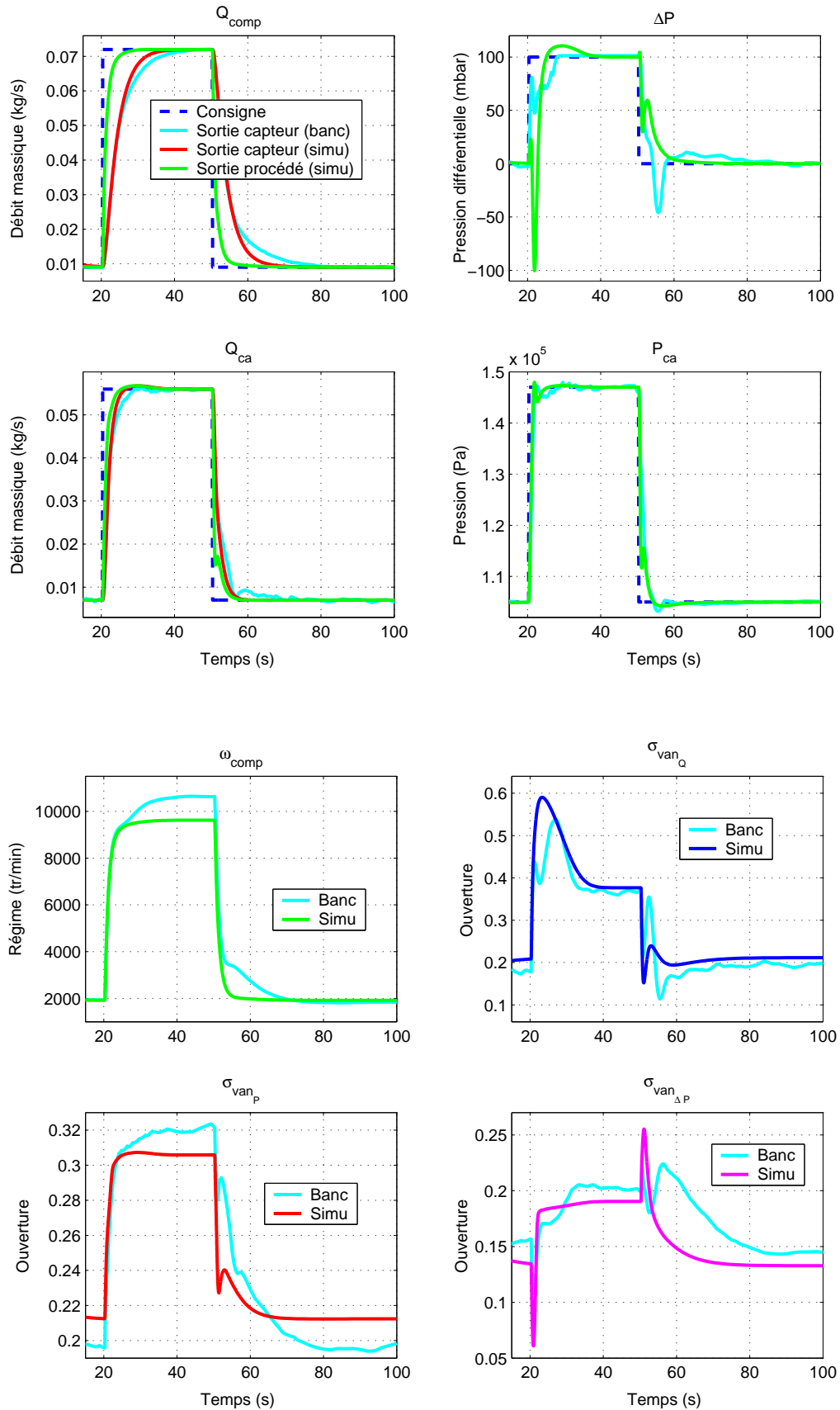


FIG. 5.13 – Sorties et commandes sur l'essai "pied au plancher"

### Récapitulatif des performances de la commande multivariable

Les performances de la commande multivariable sur les différents scenarii d'essai (cf. tableaux 5.5 à 5.8) sont nettement supérieures à celles obtenues en monovariable :

- on n'observe pratiquement aucun dépassement, en débit comme en pression ;
- les temps de réponse sont toujours inférieurs à 4 secondes pour les débits, à 3 secondes pour les pressions, ce qui permet de respecter globalement le cahier des charges ;
- les dépassements sur la différence de pression sont bien contenus sur banc d'essai, au prix de variations assez oscillantes.

<b>Echelon montant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	3,1	2,7	1,5
Dépassement (%)	0	0	4

TAB. 5.5 – Performances sur l'essai n°1

<b>Echelon montant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	3,8	2,5	2,6
Dépassement (%)	0	0	0
<b>Echelon descendant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	4	2,7	2,7
Dépassement (%)	0	0	0

TAB. 5.6 – Performances sur l'essai n°2

<b>Echelon montant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	3,8	3,3	2,7
Dépassement (%)	0	0	0,2
<b>Echelon descendant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	3,6	3,1	2,5
Dépassement (%)	0	2	1

TAB. 5.7 – Performances sur l'essai n°3

<b>Echelon montant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	3,7	3,1	2,9
Dépassement (%)	0	0	2,5
<b>Echelon descendant</b>	$Q_{comp}$	$Q_{ca}$	$P_{ca}$
Temps de réponse (s)	3,6	3,7	3
Dépassement (%)	0	0	1

TAB. 5.8 – Performances sur l'essai n°4

Il faut également remarquer que le comportement de type "non minimum de phase" n'apparaît pas sur les variations du débit cathodique : les sous-stœchiométries sont donc bien évitées.



## Bilan

Le cahier des charges est bien respecté par la commande multivariable. Néanmoins, pour être plus juste, il faudrait évaluer les performances de la commande multivariable sur les estimées des débits réels, calculées par l'observateur à partir des mesures réelles et non des sorties capteur du modèle de simulation. En effet, même si celui-ci est non-linéaire et représentatif du procédé, on peut remarquer sur les différentes réponses en débit qu'une non-linéarité n'est pas prise en compte par le modèle. Supposons que l'erreur commise n'est pas significative, surtout si l'on considère que les performances de la LQ peuvent encore être améliorées.

Le point important à retenir est illustré par la figure 5.14 : la réponse du débit compresseur (grandeur la plus pénalisée par la dynamique capteur) à un échelon de consigne met en évidence l'intérêt de la commande multivariable de type LQ comparativement à celle monovariable de type PI. En effet, l'approche multivariable, à travers la commande optimale, permet d'obtenir la réponse dynamique souhaitée (avec une marge de progression significative grâce à des paramètres de réglage bien maîtrisés) en s'affranchissant de la dynamique des capteurs et en gérant de manière efficace les couplages inhérents au système.

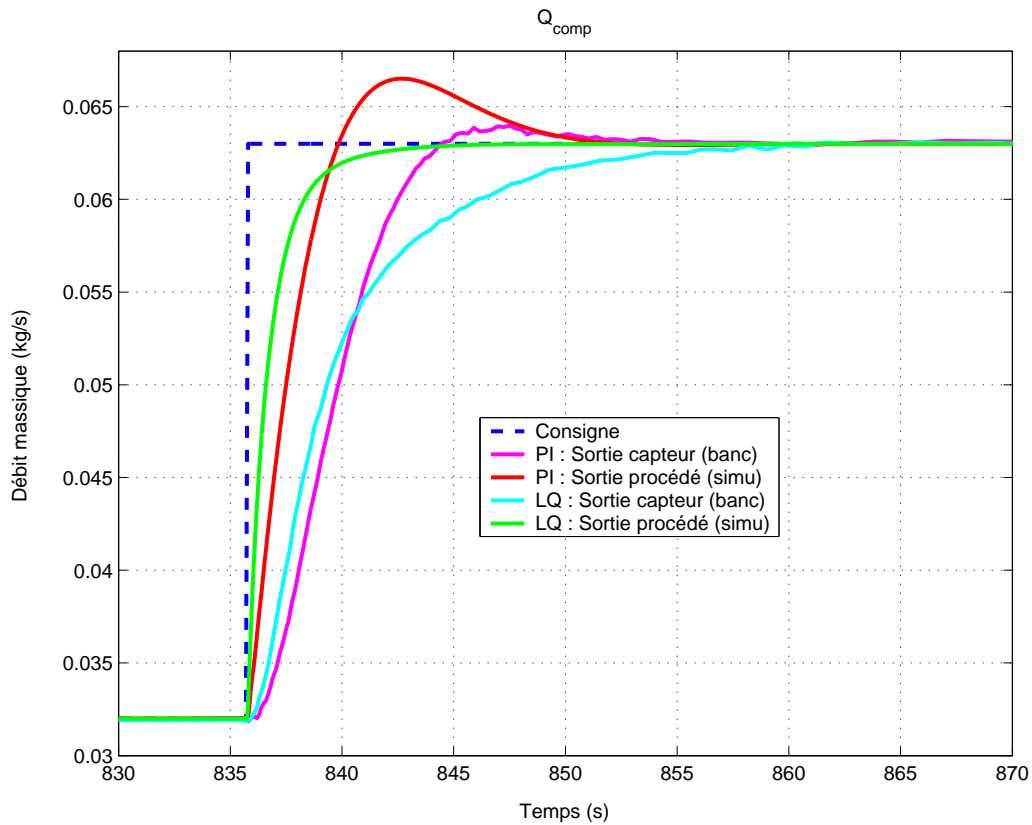


FIG. 5.14 – Performances comparées entre les commandes PI et LQ

### 5.3 Conclusion

Dans un premier temps, il faut préciser que les performances obtenues pour la commande du système d'air expérimental ont été validées sur banc sur un profil représentatif du fonctionnement réel. Il faut en outre relever que l'ensemble des figures précédentes montrent une bonne correspondance entre les résultats obtenus en simulation et les mesures expérimentales. On peut donc conclure à la bonne adéquation des modèles utilisés en termes de représentativité et de précision.

Dans un second temps, il faut conclure sur le fait que les deux types de commandes testés permettent de stabiliser le système en boucle fermée, mais les performances dynamiques diffèrent sensiblement :

- la régulation PI synthétisée dans un cadre monovariable ne permet pas de satisfaire entièrement le cahier des charges : la difficulté principale dans ce cas réside dans la dynamique des capteurs ;
- la commande par retour d'état avec observateur synthétisée dans un cadre multivariable est une commande plus complexe dans son implémentation mais qui permet de satisfaire le cahier des charges sur toute la plage de fonctionnement.

L'avantage de la commande multivariable pourrait se réduire avec une chaîne de mesure plus rapide, mais la commande LQ garantirait de toute façon une meilleure gestion des couplages, des marges de stabilité plus confortables et une plus grande facilité de réglage.



## Quatrième partie

# Conclusion et annexes



# Conclusion générale

Les travaux de thèse exposés dans ce mémoire ont pour thèmes la modélisation physique et la commande multivariable d'un système thermo-pneumatique complexe. Ils ont été menés dans le cadre d'une collaboration industrielle avec Renault (convention CIFRE) et ont pour application principale le système d'alimentation en air d'un véhicule à pile à combustible avec reformage embarqué. Nous allons dresser ici quelques conclusions et dégager un certain nombre de perspectives.

## Bilan

Dans le cadre d'un projet de recherche ambitieux sur le véhicule à pile à combustible embarquant un reformeur de carburant, cette thèse a contribué à mettre en place un banc d'essai représentatif du système d'alimentation en air, sur la base duquel ont pu être développés des modèles dynamiques et des lois de commande efficaces dans l'objectif de satisfaire les contraintes spécifiques à cette application (suivi d'un profil débits/pressions, respect des stœchiométries, protection des réacteurs...).

Le travail expérimental, qui a été mené en parallèle des études théoriques, a conduit à une définition technique réaliste de la chaîne d'air et de son instrumentation, au regard des spécifications du système "pile à combustible". Les actionneurs (compresseur, vannes) ont été choisis et testés afin d'assurer les performances du système tant en régime permanent qu'en régime transitoire. Seul le deuxième étage de compression n'a pu être identifié ni intégré au banc d'essai, faute de technologie disponible. Une instrumentation complète a été proposée, mettant en relief la problématique de la mesure des débits massiques par des capteurs soit précis, soit rapides.

Une démarche globale de modélisation dite "physique" a permis de fournir deux niveaux de modèles complémentaires : dans un premier temps, des modèles de connaissance (dynamiques et non-linéaires) pour simuler de manière aussi fine que possible les phénomènes thermo-pneumatiques, modèles à partir desquels ont été dérivés, dans un second temps, des modèles simplifiés (dynamiques mais linéaires) pour l'analyse et la synthèse. En outre, un travail spécifique d'identification (statique et dynamique) des actionneurs, des capteurs mais aussi des pertes de charge des différents réacteurs du module de puissance, a permis d'aboutir à un modèle global du système d'air, dont le caractère prédictif sur toute la plage de fonctionnement du système d'air a été validé sur banc d'essai.

La synthèse de lois de commande pour le système d'air expérimental a été menée au travers d'une double approche (monovariable et multivariable). Le besoin d'une approche multivariable a été ici mis en évidence par la présence de forts couplages induits par la structure multibranche du système d'une part, inhérents aux phénomènes acoustiques dans les fluides compressibles d'autre part. Ce travail de conception a dû en outre intégrer les contraintes liées à l'ordre élevé du système à contrôler et à la dynamique non négligeable des capteurs de débit utilisés.

Il ressort de ces travaux de synthèse qu'une approche monovariable (régulateurs PI éventuellement complétés par une anticipation sur les consignes) assure la stabilisation du système mais ne respecte pas entièrement le cahier des charges imposé par l'application "pile à combustible". L'approche multivariable, elle, permet de répondre aux spécifications sur toute la plage de fonctionnement, avec des marges de stabilité confortables, grâce à une structure classique par retour d'état et observateur qui a été adaptée pour s'affranchir de la dynamique des débitmètres et des erreurs de modèle.

Toutes les commandes élaborées dans le cadre de cette thèse ont été testées et validées sur le banc d'essai du système d'air. La bonne corrélation entre les résultats obtenus en simulation et sur banc a permis de conforter la confiance mise dans la démarche de modélisation physique : celle-ci garantit une bonne représentativité en dynamique malgré la simplification et la réduction du modèle du système d'air pour la synthèse des lois de commande.

En résumé, sur le plan de la recherche, ces travaux de thèse se sont concentrés sur la commande du système d'alimentation en air, dans le cas spécifique d'un véhicule à pile à combustible et reformeur, et dans une perspective d'optimisation globale du module de puissance. Les premiers réglages sont encourageants tant au niveau des performances qu'au niveau de la robustesse, évaluée par simulation intensive et par différents plans de tests expérimentaux. Les problématiques liées à l'ordre élevé du système, aux couplages pneumatiques et aux contraintes technologiques ont été traitées de manière globale, avec pour objectif de respecter les spécifications propres au système d'air d'une part, d'évaluer les contraintes induites par celui-ci sur le fonctionnement du module de puissance d'autre part.

Du point de vue de l'application industrielle, ces travaux ont fourni les éléments nécessaires à la mise en place de la deuxième phase MDP2<sup>1</sup> du projet RESPIRE : composants (actionneurs et capteurs) et lois de commande du système d'air pour un module de puissance autonome. En outre, les outils nécessaires (modèles fins et simplifiés, outils d'analyse statique et dynamique, structures et réglages des stratégies de commande, procédures de caractérisation des composants, plans d'expérience...) ont été développés.

Cependant, pour des questions de réorganisation au sein du groupe, Renault a mis un terme au projet RESPIRE en 2006, et le système d'air n'a pu être intégré au banc d'essai du module de puissance mis en place durant la phase MDP1. Il est néanmoins possible d'identifier les principaux axes de travail qui auraient constitué la suite logique des travaux de thèse pour l'optimisation

---

<sup>1</sup>Module de Puissance 2.

du fonctionnement du système d'air au sein du module de puissance :

- développement d'un groupe de compression permettant d'atteindre les 4,5 bar de pression initialement prévus,
- réduction du temps de réponse du reformeur pour accélérer l'alimentation de la pile en réactifs,
- implantation de la branche d'*air bleed*,
- intégration de débitmètres performants et/ou réduction du nombre de capteurs,
- optimisation du réglage de la loi de commande proposée...

## Perspectives

Si l'on considère que les contraintes pratiques ont été correctement prises en compte et que le cahier des charges a été respecté, il reste à étudier les différentes voies à mettre en œuvre pour améliorer les performances d'une commande multivariable pour le système d'air considéré.

Tout d'abord, les structures de commande exposées dans cette thèse reposent sur l'utilisation d'un modèle MIMO d'ordre élevé, qu'il serait intéressant de réduire suivant la méthode présentée à la fin du Chapitre 3. Cette phase de réduction serait d'autant plus justifiée par l'ajout d'une branche (*air bleed*) et/ou d'actionneurs (vanne, turbine).

Toujours dans le contexte multivariable, un travail spécifique sur la gestion des couplages (via les coefficients non diagonaux des matrices de pondération de la commande LQ, ou via une anticipation dynamique en complément des régulateurs PI) permettrait d'optimiser le rejet des perturbations et autoriserait un fonctionnement avec des consignes débits/pressions découplées.

Enfin, c'est au niveau de la robustesse et de l'adaptation de la commande au point de fonctionnement que les perspectives théoriques sont les plus prometteuses (analyse de la robustesse par  $\mu$ -analyse, commande LPV, commande non-linéaire...), avec néanmoins quelques réserves liées à l'ordre élevé et aux fortes linéarités du système d'une part, aux spécifications très pointues du système "pile à combustible" d'autre part.

Dans le même ordre d'idée, les perspectives liées au contexte industriel s'orienteraient davantage vers une réflexion sur l'intégration d'une chaîne d'air complexe et de lois de commande évoluées dans un véhicule. Des premiers éléments de réponse ont été apportés dans le cadre de cette thèse : diminution du nombre de capteurs par l'utilisation de techniques d'estimation ou d'observation (pour réduire le coût), réduction de l'ordre du correcteur, robustesse aux variations du point de fonctionnement (cycles) et des paramètres (dérive, vieillissement...), définition de méthodes de mise au point... Suite aux résultats encourageants obtenus dans le cadre de cette thèse, des études similaires ont été initiées chez Renault pour appliquer la démarche au contrôle de la chaîne d'air pour les moteurs Diesel (dans le but de respecter les futures normes d'émission Euro VI).





# Annexe A

## Eléments sur la modélisation "bond-graph"

Les modèles physiques développés dans le cadre de cette étude ont été réalisés avec l'outil "bond-graph", inventé par Paynter (1961), puis formalisé par Karnopp et Rosenberg (1975, 1983, cf. [14] et [48]), Thoma (1975, 1991, cf. [49]). Ce type de modélisation se situe comme intermédiaire entre le système physique et les modèles mathématiques qui lui sont associés (matrice de transfert dans le cas linéaire, équation d'état linéaire ou non linéaire, système d'équations différentielles).

L'outil Bond-Graph est un langage de modélisation graphique, pluridisciplinaire et structuré : il n'a pas la prétention d'être universel, mais il a montré son efficacité dans de nombreux exemples, que ce soit pour des problèmes de conception de machines, de simulation ou de calcul de lois de commande, et à ce titre, il peut être utilisé en parallèle des méthodes classiques de construction de modèles.

Comme pour la construction d'un modèle de connaissance (réalisée à partir des lois de la physique), la méthodologie Bond-Graph repose sur l'analyse des phénomènes qui seront pris en compte dans la modélisation. En revanche, elle ne demande pas l'écriture systématique des lois générales de conservation : elle repose essentiellement sur la caractérisation des transferts de puissance entre sous-systèmes avec l'interaction d'efforts et de flux.

Rappelons rapidement les principes élémentaires de la technique Bond-Graph :

- la première étape consiste à étudier l'architecture du système (interconnexion des composants, couplage des phénomènes physiques) et à la reproduire graphiquement, avec un langage commun à tous les domaines de la physique (électrique, mécanique, hydraulique...);
- la deuxième étape consiste à écrire les lois constitutives des composants ou des phénomènes (linéaires ou non). Pour cela, la notion de *causalité* est un atout majeur de cette technique, qui permet de faire apparaître les relations de cause à effet dans le système, et de guider de façon systématique l'écriture et l'organisation des équations.

Les modèles mathématiques obtenus sont donc linéaires ou non-linéaires, et la propriété de non-linéarité du modèle peut être identifiée comme liée à la structure et/ou aux composants eux-mêmes, ce qui peut être très intéressant pour introduire des simplifications de type linéarisation partielle.

Un modèle Bond-Graph peut facilement évoluer vers une modélisation plus fine, par simple ajout de nouveaux éléments Bond-Graph. En outre, le choix particulier des variables d'état, toujours associées à un composant du système ou à un phénomène physique remarquable, donne

au modèle d'état ainsi obtenu une réalité physique non négligeable.

Enfin, de part son caractère graphique et sa structure causale, le modèle Bond-Graph apparaît comme un excellent outil d'analyse, très utile pour la simulation avec des logiciels dédiés à l'automatique. Il est par exemple possible, en suivant les causalités du Bond-Graph, d'obtenir :

- le schéma-bloc associé (avec des blocs non-linéaires),
- l'équation d'état du système,
- des informations concernant les domaines de variation des dynamiques du système et les variables correspondantes,
- des renseignements sur les propriétés structurelles du système.

Pour plus de détails sur les outils de la modélisation "bond-graph", se reporter aux références [14], [48], [49], [50] et [51].

# Annexe B

## Éléments théoriques pour la modélisation des conduits

### Propriétés physiques macroscopiques du fluide considéré

a) Approximation du gaz parfait :

Le fluide étudié est de l'air, que l'on va considérer comme un gaz compressible et parfait. En effet, les résultats les plus explicites de la théorie des écoulements de fluides compressibles sont établis pour un gaz parfait de chaleur spécifique constante (gaz idéal), car la simplicité du fluide permet de rendre compte de la physique de l'écoulement sans trop complexifier les calculs.

Les équations d'état déduites de l'approximation du gaz parfait sont :

$$\begin{aligned}m &= \frac{PV}{rT} \\ h &= h(T, P)\end{aligned}$$

Où  $m$ ,  $P$ ,  $T$ ,  $V$  et  $h$  sont respectivement la masse, la pression, la température, le volume et l'enthalpie massique du gaz parfait considéré, et  $r$  la constante massique des gaz parfaits définie par :  $r = R/M$ , avec  $R$  la constante des gaz parfaits et  $M$  la masse molaire du gaz.

La deuxième équation, écrite sous forme différentielle :

$$dh = C_P dT + \left( \frac{\partial h}{\partial P} \right)_P dP$$

se réduit dans le cas d'un gaz parfait à :  $dh = C_P dT$ .

La quantité  $C_P$  désigne la capacité calorifique spécifique à pression constante qui ne dépend que de la température. L'hypothèse supplémentaire de gaz calorifiquement parfait consiste à supposer  $C_P$  constant, et donc  $h = C_P T$ . De la même façon, on définit la quantité  $C_V$ , qui désigne la capacité calorifique à volume constant. Toutes deux sont liées par la relation de Mayer :

$$C_P - C_V = r$$

On peut aussi définir le coefficient isentropique de l'air  $\gamma$ , fonction de la température et de la composition des gaz :

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V}$$

Soit encore :

$$C_V = \frac{r}{\gamma - 1} \quad C_P = \frac{r\gamma}{\gamma - 1}$$

Le gaz calorifiquement parfait présente cependant un caractère théorique idéal dont le gaz réel tel que l'air s'éloignera plus ou moins. Il s'agit donc de garder à l'esprit les limites d'application de l'approximation des gaz parfaits. Par exemple :

- aux basses températures et aux hautes pressions, un gaz devient imparfait à cause des forces intermoléculaires ;
- aux hautes températures et aux basses pressions, la capacité calorifique  $C_P$  devient dépendante de la température.

b) Fonctions de description macroscopique de l'air :

L'état d'un fluide, au sens thermo-mécanique du terme, est défini - dans le cas d'un milieu monophasique et homogène - par six fonctions principales à valeurs réelles :

- la pression  $P$  ;
- la température  $T$  ;
- la masse volumique  $\rho = m/V$  qui dépend des pression et température en compressible ;
- les trois composantes du vecteur vitesse  $\vec{v}$ .

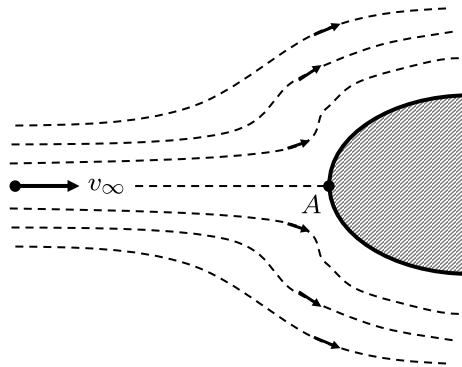


FIG. 5.15 – Ecoulement d'un fluide autour d'un obstacle

En ce qui concerne la pression, rappelons la distinction entre pression statique et pression dynamique. La pression statique représente la pression qui serait mesurée dans un écoulement par un dispositif de mesure de pression au repos par rapport au fluide. Si on a un obstacle dans l'écoulement, il existe sur cet obstacle un point A pour lequel le fluide a une vitesse nulle (cf. figure 5.15). Considérons une ligne de courant arrivant sur ce point A, venant de l'infini et horizontale, puis appliquons le théorème de Bernoulli entre l'infini et A :

$$\frac{v_{\infty}^2}{2} + \frac{P_{\infty}}{\rho} = \frac{v_A^2}{2} + \frac{P_A}{\rho}$$

Par hypothèse,  $v_A$  est nulle et  $P_{\infty}$  n'est autre que la pression statique  $P_{stat}$ . On définit alors la pression totale  $P_{tot}$  et la pression dynamique  $P_{dyn}$  au point d'arrêt A :

$$\begin{aligned} P_{tot} &= P_{stat} + P_{dyn} \\ P_{dyn} &= \frac{\rho v_{\infty}^2}{2} \end{aligned}$$

c) Viscosité :

La viscosité est propre à tous les gaz et elle caractérise le frottement interne prenant naissance dans un fluide et s'opposant à sa mise en mouvement. On distingue deux formes de viscosité :

- la viscosité absolue ou dynamique  $\mu$  (exprimée en Poiseuille), qui est le rapport entre la force de frottement tangentielle par unité de surface  $\tau$  et le gradient de vitesse<sup>2</sup>  $dv/dy$  :

$$\mu = \frac{\tau}{dv/dy}$$

- la viscosité cinématique  $\nu$  (exprimée en m<sup>2</sup>/s), qui est le rapport entre la viscosité dynamique  $\mu$  et la masse volumique  $\rho$  du gaz :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

La viscosité de l'air varie avec la température et la pression. La théorie cinétique des gaz permet d'établir théoriquement la relation suivante :  $\mu = 0,499\rho v_m l$ , avec  $v_m$  la vitesse moyenne des molécules du gaz,  $l$  le libre parcours moyen<sup>3</sup> de ces molécules et  $\rho$  la masse volumique du gaz. Il s'en suit qu'un gaz parfait doit être visqueux, mais sa viscosité  $\mu$  est indépendante de la pression  $P$ . Pour un gaz réel,  $\mu$  varie peu avec  $P$ . Donc, nous négligerons par la suite la variation de la viscosité avec la pression.

Sutherland propose une loi empirique pour approcher la variation de viscosité dynamique en fonction de la température :

$$\mu(T) = \mu_{T_0} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \frac{K_S}{T_0}}{1 + \frac{K_S}{T}}$$

Avec  $T_0 = 293$  K la température de référence,  $\mu_{T_0} = 1,82 \cdot 10^{-5}$  g.cm<sup>-1</sup>.s<sup>-1</sup> la viscosité à la température de référence et  $K_S = 113$  K la constante de Sutherland.

d) Conductivité thermique :

Deux modes fondamentaux de transfert de chaleur dans un fluide peuvent être distingués :

- le rayonnement, qui repose sur un mécanisme de propagation énergétique à distance par ondes électromagnétiques émises par des corps chauds (modélisé dans les applications "moteurs" pour prendre en compte le rayonnement généré par les particules de suie) ;
- la conduction qui résulte d'un transfert de proche en proche par agitation moléculaire à travers une surface d'échange.

Par ailleurs, on introduit la notion de convection thermique chaque fois qu'un échange de chaleur siège dans un fluide en mouvement : la convection ne fait qu'associer conduction ou rayonnement et mouvement du fluide. On distingue alors différents modes de convection selon que ce mouvement résulte du seul échauffement du milieu (convection naturelle) ou de forces d'origines différentes (convection forcée).

---

<sup>2</sup>Variation de la vitesse sur l'unité de longueur normalement à la direction du mouvement du gaz.

<sup>3</sup>Le libre parcours moyen d'une particule est la distance moyenne parcourue sans collision. Pour l'air, à une pression de 1 atm (1,013 bar), il est d'environ 70 nm (soit 200 fois le diamètre d'une molécule).

Cela conduit à introduire la loi de Fourier qui donne la densité de flux de chaleur  $\phi_T$  en fonction de la variation de température :

$$\phi_T = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}$$

Avec  $\lambda$  la conductivité thermique du fluide (exprimée en  $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ), qui dépend elle-aussi des conditions de pression et de température dans le milieu.

On peut alors définir une grandeur adimensionnelle appelée nombre de Prandtl : il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux et fournit une mesure de l'efficacité du transport de chaleur par diffusion ; sa valeur permet de choisir le matériau le mieux approprié à une application faisant intervenir un transfert de chaleur dans un fluide en mouvement :

$$Pr = \frac{\mu C_P}{\lambda}$$

Ainsi, pour favoriser un haut niveau de transfert thermique tout en minimisant les pertes d'énergie par viscosité, il faut rechercher des milieux tels que  $Pr \ll 1$ . Pour l'air, on a  $Pr = 0,71$  dans des conditions normales de pression et de température.

#### e) Compressibilité :

La masse volumique de l'air peut être facilement calculée grâce de l'approximation du gaz parfait. Par exemple, dans les conditions normales de pression ( $P_0 = 101325 \text{ Pa}$ ) et de température ( $T_0 = 15^\circ\text{C}$ ), et avec un taux d'humidité de 0% :  $\rho = P/rT = 1,225 \text{ kg.m}^{-3}$ .

La compressibilité du fluide est définie comme la diminution de volume en réponse à un accroissement de la pression. Pour quantifier cet effet, on peut introduire les coefficients de compressibilité isotherme  $\chi_T$  et isentropique  $\chi_S$ , mesurant la diminution relative du volume par rapport à l'augmentation de pression. Pour un gaz parfait, ces coefficients sont homogènes à l'inverse d'une pression et valent respectivement :

$$\chi_T = \frac{1}{P} \quad \chi_S = \frac{1}{\gamma P}$$

La compressibilité du milieu a plusieurs conséquences selon que le fluide est au repos ou pas. Dans tous les cas, elle assure la propagation d'ondes de pression à une célérité  $c$  définie pour un gaz parfait par :

$$c = \sqrt{\frac{\gamma P}{\rho}}$$

Pour juger de l'effet de compressibilité dans un fluide en mouvement, il faut faire intervenir à la fois la célérité du son  $c$  et la vitesse de l'écoulement  $v$ . Le rapport de ces deux grandeurs définit un paramètre adimensionnel appelé nombre de Mach :

$$\mathcal{M} = \frac{v}{c}$$

Il permet de distinguer les régimes subsonique ( $\mathcal{M} < 1$ ), supersonique ( $1 < \mathcal{M} < 5$ ) et hypersonique ( $\mathcal{M} > 5$ ). En outre, au sein du régime subsonique, il permet de distinguer la plage des écoulements incompressibles et celle des écoulements où les effets de compressibilité dus au mouvement ne peuvent être négligés. Pour l'air, sous les conditions normales de pression et de température, la limite incompressible se situe en-deçà d'une vitesse de l'ordre de  $60 \text{ à } 70 \text{ m.s}^{-1}$ .

## Modèle de mouvement du fluide

### a) Concept de fluide parfait :

Un fluide est dit *parfait* lorsque son mouvement peut être décrit par un modèle mathématique qui ne prend pas en compte les processus de viscosité ( $\mu = 0$ ) et de conduction thermique ( $\lambda = 0$ ). Les seuls efforts de surface à considérer sont les efforts de pression. Les transformations dans un écoulement de fluide parfait sont réversibles, et l'apport de chaleur massique est supposé nul, ce qui implique un mouvement adiabatique. Le mouvement d'un fluide parfait est donc isentropique, dans les domaines fluides exempts de discontinuités.

### b) Approche eulérienne :

L'idée directrice de la description *eulérienne* est celle de l'observation, en un point quelconque fixe du champ de l'écoulement, des propriétés de toute particule fluide qui passe en ce point<sup>4</sup>. En généralisant à un volume fini, on est conduit à s'intéresser aux propriétés d'un ensemble de particules qui, à un instant donné, occupent un domaine fixe de l'espace de l'écoulement, appelé *volume de contrôle*. Toutes les variables macroscopiques du fluide (masse, énergie, pression, température,...) sont uniformes à l'intérieur du volume de contrôle.

### c) Écoulement unidimensionnel :

Un écoulement est dit *unidimensionnel* lorsque toutes les grandeurs caractéristiques de l'écoulement ne dépendent que d'une seule coordonnée d'espace. Ici, on travaille sur un volume de contrôle et on s'intéresse aux effets moyens sur une section droite du fluide. On pourra supposer avec une bonne approximation que l'écoulement est unidimensionnel si :

- la variation de la section droite du conduit n'est pas trop grande,
- les lignes de courant ne sont pas trop courbées,
- le profil de vitesse ne varie pas trop le long de la canalisation.

### d) Modèle général de mouvement d'un fluide :

Les équations générales régissant le mouvement d'un fluide sont les équations globales de bilan de masse, d'énergie et de quantité de mouvement. Elles sont déduites des lois et principes généraux de la mécanique et de la thermodynamique appliqués au mouvement d'un fluide, et sont à la base du modèle complet de Navier-Stokes (cf. [52]).

L'exploitation de ce modèle pose un certain nombre de problèmes, tant d'un point de vue théorique qu'applicatif. Il convient donc de réduire le degré de généralité de ce modèle par l'application d'hypothèses simplificatrices qui en limitent l'usage à des situations particulières de mouvements de fluides. Ce raisonnement aboutit à la définition de modèles restreints, en fonction de deux critères principaux, relatifs au fluide (visqueux ou parfait) d'une part, à l'évolution (compressible ou incompressible) d'autre part.

---

<sup>4</sup>A opposer à la description *lagrangienne* qui consiste à observer les modifications des propriétés d'une particule fluide que l'on suit dans son mouvement.



e) Modèle de mouvement d'un fluide parfait compressible :

A partir du modèle complet de Navier-Stokes, deux approches différentes peuvent être suivies :

- En régime incompressible, l'hypothèse  $\rho = \text{cte}$  permet de découpler les problèmes dynamique et thermique. En effet, il suffit pour résoudre le problème dynamique d'utiliser les équations de continuité et de quantité de mouvement, soient quatre équations pour quatre inconnues  $(P, \vec{v}(u, v, w))$ . Le problème thermique peut ensuite être résolu à l'aide de l'équation de l'énergie, le champ de vitesses et la pression étant connus.
- En écoulement compressible, la masse volumique  $\rho$  - variable puisqu'elle dépend de la pression et de la température - est une inconnue supplémentaire. Le système d'équations, qui ne peut pas être découplé, nécessite pour être résolu l'introduction d'une équation supplémentaire : l'équation d'état du gaz en équilibre thermodynamique.

Dans le cadre de cette deuxième hypothèse et du concept de fluide parfait (viscosité négligée), le modèle d'Euler (cf. [52]) - dont les équations de bilan global sont présentées ci-après sous forme tridimensionnelle - est parfaitement indiqué : il permet en particulier la détermination du champ de pression, ainsi qu'en régime supersonique, la localisation éventuelle d'ondes de choc.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \text{div} \left[ \vec{\phi} + \bar{\bar{P}} \vec{v} + \rho \left( u + \frac{v^2}{2} \right) \vec{v} \right] = 0 \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \text{div} \left( \bar{\bar{P}} + \rho (\vec{v} \otimes \vec{v}) \right) - \rho \vec{f} = 0 \quad (5.3)$$

Où  $\rho$ ,  $e$  et  $\vec{v}$  sont respectivement la masse volumique, l'énergie massique totale et le vecteur vitesse de l'écoulement, tandis que  $\bar{\bar{P}}$ ,  $\vec{\phi}$  et  $\vec{f}$  sont respectivement le tenseur de pression<sup>5</sup>, le flux d'énergie échangée avec l'extérieur et la force de frottement exercée par unité de volume.

Pour simplifier leur résolution, les équations du modèle d'Euler peuvent être réécrites en considérant un écoulement unidimensionnel, et en négligeant dans un premier temps les frottements et les pertes aux parois :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho v \left( \frac{P}{\rho} + u + \frac{v^2}{2} \right)}{\partial x} = 0 \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial (P + \rho v^2)}{\partial x} = 0 \quad (5.6)$$

Ce qui donne sous forme vectorielle :

$$\frac{\partial \mathcal{X}}{\partial t} + \frac{\partial F(\mathcal{X})}{\partial x} = 0 \quad (5.7)$$

Avec :

$$\mathcal{X} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho e \\ \rho v \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad F(\mathcal{X}) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho v \left( \frac{P}{\rho} + u + \frac{v^2}{2} \right) \\ P + \rho v^2 \end{pmatrix}$$

---

<sup>5</sup>Ensemble des forces surfaciques - ou efforts - mises en jeu au sein d'une particule fluide.

f) Écoulement laminaire ou turbulent :

Le nombre de Reynolds est utilisé pour déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent. Il est défini par :

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{Q d}{\mu S}$$

Où  $\rho$ ,  $v$ ,  $Q$  et  $\mu$  sont respectivement la masse volumique, la vitesse d'écoulement, le débit massique et la viscosité dynamique du fluide. Les grandeurs  $d$  et  $S$  désignent la dimension caractéristique (le diamètre hydraulique) et la section du conduit.

Une zone critique ( $2000 < Re < 3000$ ) - région de transition entre flux laminaire et flux turbulent - a été déterminée expérimentalement. Il faut préciser que le nombre de Reynolds critique est dépendant du type de fluide, et qu'il vaut en pratique 3000 pour de l'air. Dans notre application, nous travaillerons sur la base d'écoulements turbulents puisque pour des conduites de 4 centimètres de diamètre, des débits massiques allant jusqu'à  $0,1 \text{ kg.s}^{-1}$  et des températures inférieures à  $200^\circ\text{C}$ , le nombre de Reynolds de l'air reste largement supérieur à la valeur critique :

$Q \text{ (kg.s}^{-1}\text{)}$	$T \text{ (K)}$	$\mu \text{ (kg.m}^{-1}\text{.s}^{-1}\text{)}$	$Re$
0,005	340	$2.10^{-5}$	$\approx 7700$
0,050	370	$2,15.10^{-5}$	$\approx 71000$
0,100	420	$2,3.10^{-5}$	$\approx 135000$

## Complément sur le modèle d'échange thermique

Voici la méthode de détermination du coefficient  $\kappa_T$  :

- décomposer le solide en éléments de géométrie simple (plans ou cylindres),
- calculer le nombre de Reynolds  $Re$  de l'écoulement en convection forcée, ou le nombre de Grashof  $Gr$  en convection libre :

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu}$$

où  $\rho$  est la masse volumique du fluide,  $v$  la vitesse d'écoulement du fluide,  $L$  la dimension caractéristique du solide et  $\mu$  la viscosité dynamique du fluide.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{paroi} - T_{gaz})L^3}{\nu^2}$$

où  $g$  est l'accélération de la pesanteur,  $\beta = 1/T_{absolue}$  le coefficient de dilatation du fluide,  $L$  la dimension caractéristique du solide et  $\nu = \mu/\rho$  la viscosité cinématique du fluide.

- rechercher dans la littérature une formule semi-empirique valable pour la géométrie et l'écoulement considérés,
- calculer le nombre de Prandtl  $Pr$  et le nombre de Nusselt  $Nu$  :

$$Pr = \frac{C_P \mu}{\lambda}$$

où  $C_P$  est la capacité thermique massique et  $\lambda$  la conductivité thermique du fluide,

$$Nu = \alpha Pr^m Re^n$$

où  $\alpha$ ,  $m$  et  $n$  sont des coefficients déterminés empiriquement suivant le type d'écoulement,

- calculer le coefficient de convection  $\kappa_T$  :

$$\kappa_T = \frac{\lambda Nu}{L}$$

# Éléments théoriques pour la modélisation d'un compresseur

## Notions sur la compression

Comprimer un fluide consiste à le porter d'une pression  $P_a$ , dite d'aspiration (en entrée), à une pression  $P_r > P_a$ , dite de refoulement (en sortie). Cette transformation des conditions thermodynamiques du fluide met en jeu un certain travail, dit de compression.

Les compresseurs sont des machines compactes, à travers lesquelles un fluide gazeux est mis en mouvement, avec un temps de passage et une surface d'échange réduits. Il en résulte des échanges thermiques négligeables par rapport au travail de compression : la compression de référence est donc une compression adiabatique (isentropique si elle est réversible).

D'un point de vue théorique, on peut aussi considérer une compression isotherme, qui serait réalisée si on était capable de refroidir en continu le fluide. En effet, ce dernier a tendance à s'échauffer du fait de la compression, et il faudrait refroidir l'air comprimé par injection de gouttelettes d'eau ou d'huile pour obtenir une compression quasi-isotherme, ou éventuellement le refroidir entre deux étages de compression (compression para-isotherme).

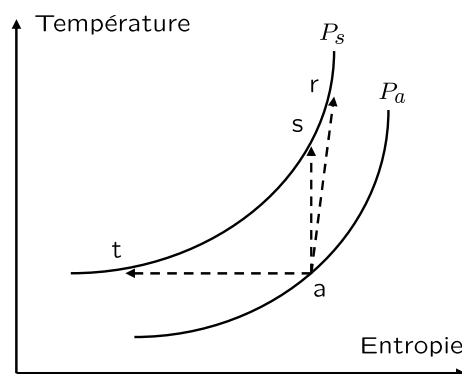


FIG. 5.16 – Diagramme entropique de la compression

La figure 5.16 représente le diagramme entropique du travail de compression. Lorsque la compression est isentropique (adiabatique réversible), la transformation est représentée par un tracé vertical (a-s). Cependant, lors de compressions réelles, les irréversibilités (frottements, chocs...) entraînent une génération d'entropie, qui correspond au tracé (a-r) : la température en fin de compression est plus élevée que celle engendrée par une compression isentropique. Le rendement isentropique est alors défini comme le rapport entre le travail isentropique et le travail réel :

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{reel}}$$

Cependant, ce rendement ne fournit aucune indication sur la loi suivie par le fluide pendant une compression irréversible. Pour cela, on peut se référer à la notion de polytropie et ajouter l'hypothèse suivante :

$$P\mathcal{V}^k = cte$$

avec  $k$  le coefficient polytropique de la transformation,  $P$  et  $\mathcal{V}$  respectivement la pression et le volume massique du fluide.

L'intérêt que présente la notion d'entropie tient au fait que l'équation précédente est simple et engendre - en faisant varier  $k$  - un grand nombre de transformations thermodynamiques élémentaires :

- $k = 0$  et  $P = cte$  : transformation isobare ;
- $k = 0$  et  $P = cte$  : transformation isotherme pour un gaz idéal (tracé (a-t) sur figure) ;
- $k = \gamma$  : transformation isentropique pour un gaz parfait (loi de Laplace) ;
- $k = \infty$  et  $\mathcal{V} = cte$  : transformation isovolume ou isochore.

## Étude théorique d'une compression volumétrique

Les compresseurs volumétriques se caractérisent par l'encapsulation, ou l'emprisonnement, du fluide qui les traverse dans un volume fermé qui est réduit progressivement, ce qui entraîne la compression. Un retour du fluide dans le sens des pressions décroissantes y est empêché par la présence d'une ou plusieurs parois mobiles. Dans ce type de compresseur, l'énergie cinétique communiquée au fluide ne joue généralement aucun rôle utile à la compression, contrairement à ce qui se passe dans les turbocompresseurs. De par leur conception, les compresseurs volumétriques conviennent bien pour traiter des débits très variables et sous des rapports de pression importants.

On distingue deux grandes familles dans les compresseurs volumétriques :

- les compresseurs *alternatifs* dont les mouvements de compression sont linéaires (compresseurs à pistons et à membranes) ;
- les compresseurs *rotatifs* où la diminution du volume fermé se fait par une ou plusieurs pièces tournantes (compresseurs à palettes, à lobes, à spirale ou à vis).

### a) Travail adiabatique :

Comme évoqué précédemment, la compression théorique appliquée à l'air lors d'un passage dans un compresseur volumétrique est supposée isentropique, et régie par la loi de Laplace :

$$P_1 \mathcal{V}_1^\gamma = P_2 \mathcal{V}_2^\gamma$$

avec  $(P_1, \mathcal{V}_1)$  et  $(P_2, \mathcal{V}_2)$  les pressions et volumes massiques en début et en fin de compression,  $\gamma$  le coefficient adiabatique de compression, qui correspond au rapport des capacités thermiques du fluide.

Dans le diagramme de Clapeyron de la figure 5.17, la compression isentropique est représentée par la courbe reliant les points 1 et 2, et satisfaisant en tout point la relation précédente. En considérant l'air comme un gaz parfait, obéissant à la loi de Mariotte  $P\mathcal{V} = rT$ , avec  $T$  la température thermodynamique et  $r$  la constante des gaz parfaits, on en déduit les relations suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{\mathcal{V}_1}{\mathcal{V}_2} &= \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \\ \frac{\rho_2}{\rho_1} &= \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \end{aligned}$$

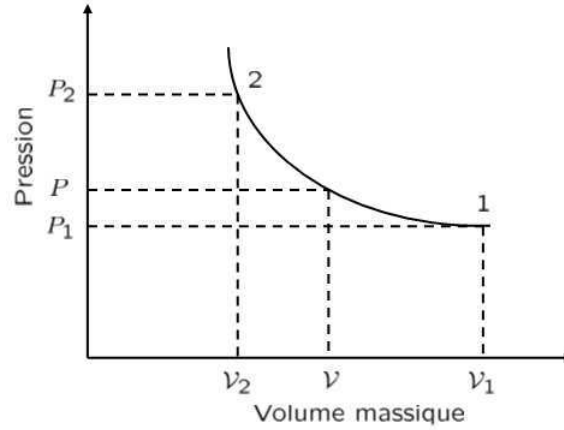


FIG. 5.17 – Diagramme de Clapeyron pour une compression isentropique

Dans le cas des machines à compression interne à distribution imposée (compresseurs à vis ou à palettes), le rapport théorique interne de compression est défini à partir de la variation de volume que subit la masse d'air à l'intérieur du compresseur : ceci correspond à une donnée constructive du compresseur. Le rapport de compression peut donc s'écrire de la façon suivante :

$$\Pi = \frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma$$

en désignant par  $(V_1, V_2)$  les volumes occupés par la masse d'air dans le compresseur à l'entrée et à la sortie, et  $(P_1, P_2)$  les pressions de l'air à l'entrée et à la sortie.

Du point de vue thermodynamique, le compresseur volumétrique correspond à une machine à échange continu du fluide avec l'extérieur, fonctionnant suivant un régime périodique. Le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système à flux continu est applicable au compresseur, en considérant une période de fonctionnement, le régime pouvant alors être assimilé à un régime permanent. Le travail adiabatique, c'est-à-dire le travail utile dépensé dans le compresseur par cycle pour comprimer et transvaser l'air de la pression  $P_1$  à la pression  $P_2$  s'exprime alors sous la forme :

$$W_{ad} = \int_{P_1}^{P_2} V.dp$$

Sur le diagramme de Clapeyron, le volume  $V$  s'écrit :  $V = V_1 \left( \frac{P_1}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$ , en désignant par  $V_1$  le volume d'air aspiré à la pression  $P_1$  et correspondant à la cylindrée par cycle du compresseur.

En reportant l'expression de  $V$  dans la relation définissant le travail adiabatique et en intégrant, on obtient :

$$W_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_1 V_1 \left( \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

En appliquant la loi de Mariotte  $P_1 V_1 = m r T_1$  pour une masse d'air  $m$ , la formule de Mayer  $C_P - C_V = r$  et la définition du coefficient adiabatique de compression  $\gamma = C_P / C_V$ , on peut réécrire la relation précédente :

$$W_{ad} = m C_P T_1 \left( \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Finalement, en utilisant simultanément les lois de Laplace et de Mariotte, on obtient :

$$W_{ad} = m C_P (T_2 - T_1)$$

Cette dernière équation démontre que le travail adiabatique n'est autre que la variation d'enthalpie de la masse de gaz  $m$  entre l'aspiration et le refoulement du compresseur.

b) Travail réel et pertes :

Comme toute machine, les compresseurs volumétriques subissent différentes pertes :

- L'écoulement de l'air à travers le compresseur entraîne des pertes de charge au niveau des orifices d'aspiration et de refoulement. Ces pertes, d'origine aérodynamique, dépendent de la forme, de la section des orifices et de la vitesse d'écoulement de l'air : elles augmentent donc avec le régime de rotation du compresseur.
- La différence de pression entre l'entrée et la sortie du compresseur entraîne des fuites d'air internes du fait des défauts d'étanchéité entre le rotor et le stator. Ce débit d'air recirculé dépend de la technologie du compresseur, de ses caractéristiques géométriques (dimensions, jeux) et du rapport de pression  $\Pi$  : l'influence relative de ces fuites internes sur le débit réel est donc plus importante à bas régime qu'à régime élevé.
- Les frottements entre le rotor et le stator engendrent des pertes mécaniques internes, qui varient en sens inverse du débit de fuites internes : un compresseur très étanche (compresseur à palettes par exemple) a peu de fuites internes mais des pertes mécaniques élevées, et inversement pour un compresseur peu étanche (compresseur à lobes par exemple). Le travail correspondant aux pertes mécaniques internes est transformé en chaleur, ce qui augmente la température réelle de fin de compression par rapport à la valeur théorique. Il existe également des pertes mécaniques externes liées à l'entraînement du compresseur et aux paliers du rotor.
- Enfin, du point de vue thermodynamique, la compression n'est pas isentropique, du fait des frottements internes du fluide dans la machine (irréversibilité de la compression) et des échanges de chaleur entre l'air et les parois internes du compresseur.

Le fonctionnement réel d'un compresseur volumétrique est qualifié, par rapport au fonctionnement du compresseur idéal à compression interne adiabatique, par un ensemble de rendements caractéristiques : rendement volumétrique  $\eta_{vol}$ , rendement adiabatique  $\eta_{ad}$  et rendement mécanique  $\eta_{meca}$ .

Le rendement volumétrique représente l'efficacité en remplissage du compresseur, et il est défini par le rapport entre la masse d'air  $m$  effectivement aspirée par le compresseur à chaque cycle et la masse d'air qui occuperait la cylindrée  $V_c$  par cycle du compresseur dans les conditions de pression et de température à l'aspiration :

$$\eta_{vol} = \frac{m}{\rho_a V_c}$$

avec  $\rho_a$  la masse volumique de l'air à l'aspiration. Ce rendement prend en compte les pertes de charge à l'aspiration du compresseur et les fuites internes entre le rotor et le stator : en effet, une partie de la cylindrée du compresseur est occupée par de l'air provenant du refoulement.

Le rendement adiabatique, comme il a déjà été précisé, est le rapport entre la variation d'enthalpie de la masse d'air  $m$  comprimée isentropiquement de la pression  $P_a$  à la pression  $P_r$

(travail adiabatique) et sa variation réelle d'enthalpie (travail réel) :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_{reel}} = \frac{T_r^{ad} - T_a}{T_r - T_a} = \frac{\left(\frac{P_r}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_r}{T_a} - 1}$$

avec  $(T_a, T_r)$  les températures réelles à l'aspiration et au refoulement du compresseur, et  $T_r^{ad}$  la température théorique obtenue au refoulement pour une compression isentropique. Le rendement adiabatique du compresseur est l'image thermodynamique de la qualité de son fonctionnement. Il prend en compte les irréversibilités internes pendant la compression et le transfert de fluide, ainsi que les éventuels échanges de chaleur entre le gaz et les parois internes du compresseur.

Le rendement mécanique du compresseur est égal au rapport entre le travail réel de compression et le travail mécanique consommé par le compresseur sur son arbre d'entraînement :

$$\eta_{meca} = \frac{W_{reel}}{W_{comp}}$$

Finalement, le travail réel consommé par le compresseur pour comprimer une masse d'air  $m$  de la pression d'aspiration  $P_a$  à la pression de refoulement  $P_r$  est donnée par :

$$W_{comp} = \frac{W_{ad}}{\eta_{ad}\eta_{meca}}$$

Avec les équations du travail adiabatique et du rendement volumétrique, la relation devient :

$$W_{comp} = \frac{\eta_{vol}}{\eta_{ad}\eta_{meca}} \frac{\gamma}{\gamma - 1} \rho_a V_c \left[ \left(\frac{P_r}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

C) Autre démonstration :

On part du premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert et un écoulement compressible permanent :

$$\delta Q + \delta W_u = Q_m [(e_c + e_p + h)_2 - (e_c + e_p + h)_1]$$

avec  $\delta W_u$  le travail utile fourni à la masse de gaz,  $\delta Q$  la quantité de chaleur échangée,  $Q_m$  le débit massique de gaz traversant le compresseur,  $e_c$ ,  $e_p$  et  $h$  les énergies massiques - cinétique et potentielle - et l'enthalpie massique.

En posant  $e_c = v^2/2$  et  $e_p = gz$ , on obtient :

$$\delta Q + \delta W_u = Q_m \left[ \left( \frac{v^2}{2} + gz + h \right)_2 - \left( \frac{v^2}{2} + gz + h \right)_1 \right]$$

En négligeant les échanges de chaleur et la variation d'énergie potentielle, l'expression du travail devient :

$$\delta W_u = Q_m \left[ \left( \frac{v^2}{2} + h \right)_2 - \left( \frac{v^2}{2} + h \right)_1 \right]$$



On travaille en outre avec les températures, pressions et enthalpies totales, c'est-à-dire avec des grandeurs qui tiennent directement compte de la vitesse de l'écoulement :

$$\begin{aligned} h_0 &= h + \frac{v^2}{2} \\ T_0 &= T + \frac{v^2}{2C_P} \\ P_0 &= P \left( \frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{aligned}$$

D'où :  $\delta W_u = Q_m(h_{0,2} - h_{0,1})$

On définit alors le rendement isentropique du compresseur comme le rapport entre le travail fourni dans le cas d'une transformation adiabatique réversible et le travail réel :

$$\eta_{comp} = \frac{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$$

On en déduit le travail fourni par le compresseur au gaz :

$$\begin{aligned} W_{comp} &= Q_{comp}(h_{0,2} - h_{0,1}) \\ W_{comp} &= Q_{comp}C_P(T_{0,2} - T_{0,1}) \\ W_{comp} &= Q_{comp}C_PT_{0,1}\left(\frac{T_{0,2}}{T_{0,1}} - 1\right) \\ W_{comp} &= \frac{Q_{comp}C_PT_{0,1}}{\eta_{comp}} \left[ \left( \frac{P_{0,2}}{P_{0,1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \end{aligned}$$

## Modèle bond-graph d'un turbocompresseur

La réunion des deux modèles de compresseur et de turbine développés au chapitre 2 conduit au modèle bond-graph suivant pour un turbocompresseur :

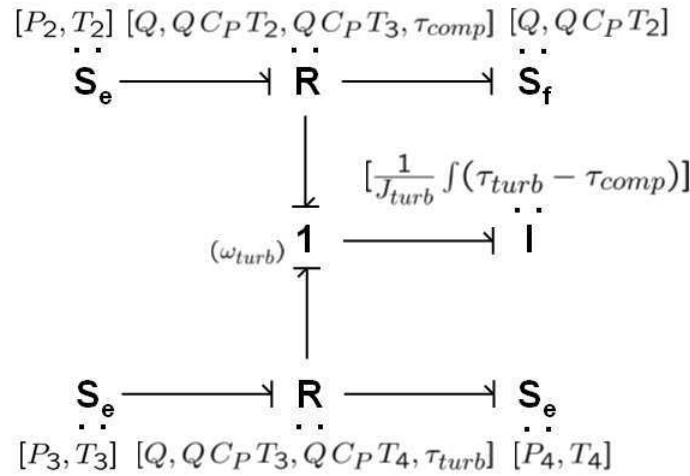


FIG. 5.18 – Modèle bond-graph d'un turbocompresseur

# Éléments théoriques pour la modélisation d'une vanne

## Mise en place de l'équation de Barré Saint-Venant

### a) Hypothèses :

Le modèle de Barré Saint-Venant est l'une des méthodes couramment utilisées pour modéliser l'écoulement d'un fluide à travers un orifice. La formule de Saint-Venant particularise le théorème de Bernoulli au cas d'une évolution isentropique de fluide parfait. L'équation de Bernoulli peut être écrite sous la forme suivante :

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dP}{\rho} = 0$$

Où  $v$  est la vitesse du fluide,  $P$  sa pression et  $\rho$  sa masse volumique.

Il convient de préciser les hypothèses considérées dans le modèle de Barré Saint-Venant : fluide parfait d'une part, écoulement permanent, isentropique, irrotationnel et unidimensionnel d'autre part.

### b) Démonstration :

En intégrant l'équation de Bernoulli et en introduisant le fait que la masse volumique est une fonction de la pression pour un écoulement isentropique ( $P/\rho^\gamma = cste$ ), on obtient :

$$\frac{v^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} = cste$$

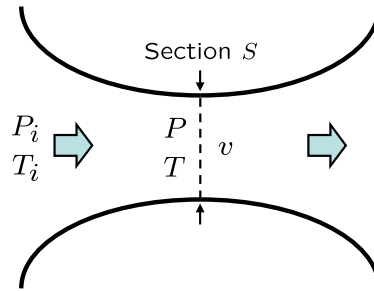


FIG. 5.19 – Schéma simplifié de l'orifice d'une vanne

On réécrit cette relation entre un réservoir (conditions génératrices  $i$ ) et un point courant de l'écoulement (cf. figure 5.19) :

$$\frac{v^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{P_i}{\rho_i} - \frac{P}{\rho} \right) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{P_i}{\rho_i} \right) \left( 1 - \frac{P \rho_i}{\rho P_i} \right) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{P_i}{\rho_i} \right) \left( 1 - \frac{\frac{P}{\rho}}{\frac{P_i}{\rho_i}} \right)$$

Le gaz considéré est parfait et  $P/\rho = rT$ , d'où :

$$\frac{v^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{P_i}{\rho_i} \right) \left( 1 - \frac{T}{T_i} \right)$$

La transformation est adiabatique et  $PV^\gamma = cste$ , d'où :

$$\left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T}{T_i} \quad et \quad \frac{v^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_i}{\rho_i}\right) \left[1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]$$

On en déduit l'expression de la vitesse :

$$v = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_i}{\rho_i}\right) \left[1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

Le débit massique à travers la vanne de section débitante S est donné par  $Q = \rho S v$ , avec  $\rho$  la masse volumique du fluide au niveau de la section S, soit :

$$\rho = \rho_i \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

On obtient finalement l'équation à la base du modèle de vanne :

$$Q_{van} = S \frac{P_i}{\sqrt{rT_i}} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)}} \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

# Annexe C

## Description matérielle du banc

### Circuit pneumatique

Un banc d'essai - comprenant le système d'alimentation en air expérimental et toute l'instrumentation utile à son contrôle - a été monté à Supélec (cf. figure 5.20).

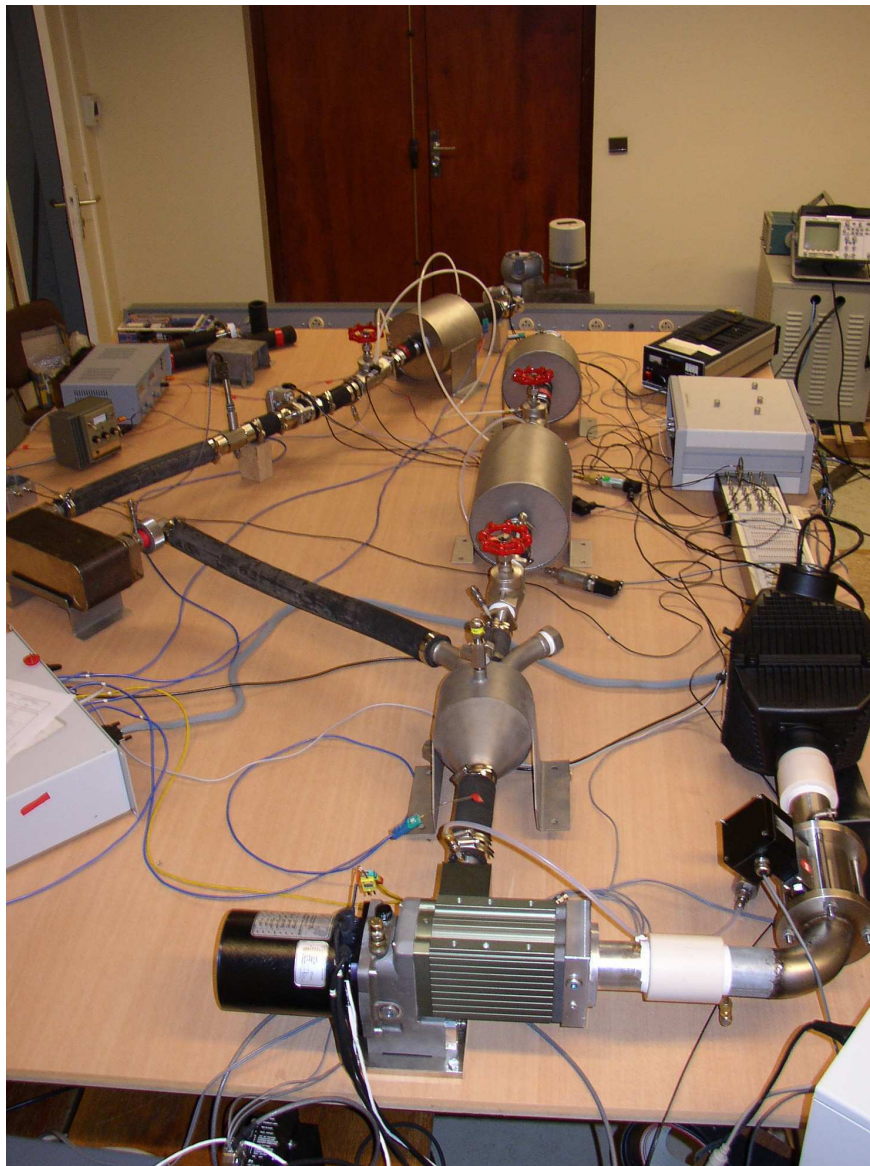


FIG. 5.20 – Système d'air expérimental

Outre les actionneurs et les capteurs présentés ci-après, le système d'air expérimental est constitué de conduites, de chambres pneumatiques, d'un diffuseur, d'un échangeur thermique et de vannes manuelles (cf. figure 5.21).



FIG. 5.21 – Chambre pneumatique, diffuseur et vanne manuelle

## Actionneurs

### a) Le compresseur volumétrique motorisé

Le compresseur volumétrique Opcon (technologie double-vis non lubrifiée, cf. figure 5.22) est composé de deux vis hélicoïdales à plusieurs filets, à profils conjugués (mâle/femelle) : un engrenage au rapport approprié, placé à l'extérieur de la chambre du compresseur dans un carter fixe, assure l'entraînement en rotation et la synchronisation des deux vis. Dans ce type de compresseur, l'écoulement de l'air est axial. L'air contenu dans chaque canal constitué par les creux des vis et le carter est isolé de l'aspiration par le point d'engrènement des deux vis et est repoussé vers le refoulement par la progression axiale du point d'engrènement lors de la rotation. La position de la lumière de refoulement définit le rapport de compression interne du compresseur. Globalement, le compresseur à vis permet une compression interne et réalise une bonne continuité de l'écoulement de l'air. Il est, par contre, d'une réalisation complexe du fait de la forme des profils des vis et présente un faible rapport cylindrée/encombrement et une grande inertie en rotation.

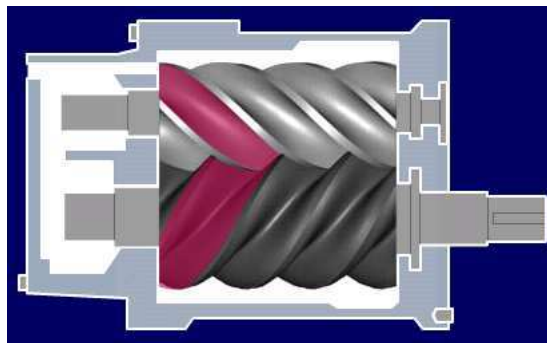


FIG. 5.22 – Principe de fonctionnement du compresseur à double vis Opcon

Caractéristiques générales du compresseur volumétrique motorisé Opcon (cf. figure 5.23) :

- Débit maximal : 0,100 kg/s ;
- Taux de compression :  $< 3$  bar absolus ;
- Température maximale en sortie :  $180^{\circ}\text{C}$  ;

- Vitesse de rotation maximale :  $< 13\,000$  tr/min ;
- Temps de réponse en vitesse : environ 0,1 s pour le premier dépassement ;
- Poids (compresseur + moteur + contrôleur) : 15 kg ;
- Bruit à vide assez élevé (pas de donnée chiffrée).

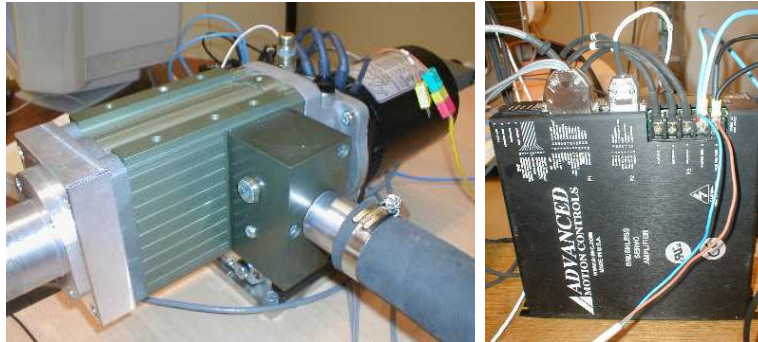


FIG. 5.23 – Compresseur Opcon couplé à un moteur Fischer et son onduleur

Résultats des tests réalisés par Opcon avant la livraison du compresseur :

Débit massique (g/s)	Taux de compression	Rendement adiabatique (%)	Puissance électrique (kW)	Températures (entrée/sortie)	Régime (tr/min)
100	2,49	63,3	13,83	20/139	12655
75	2,38	62,2	9,98	20/133	10047
50	2,28	57,5	6,78	19/130	7380
35	2,25	53	5,06	19/135	5791
20	2,00	43,8	2,94	19/130	3998
5	1,30	21,7	0,54	20/73	1650

TAB. 5.9 – Tests du compresseur réalisés par le fournisseur Opcon

#### b) Les vannes commandées

Deux modèles de vannes ont été testées sur le banc d'essai, toutes deux de type "papillon" et de marque Siemens (cf. figure 5.24).

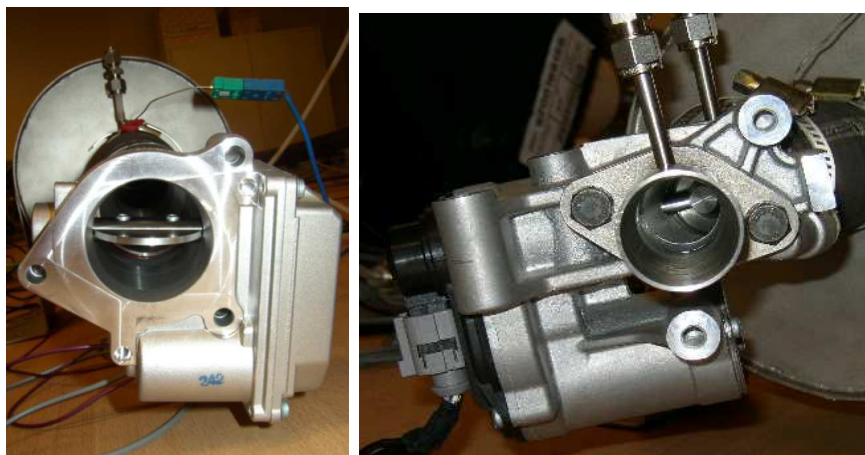


FIG. 5.24 – Vannes commandées Siemens

Le premier modèle est utilisé comme clapet d'admission pour les moteurs essence, le second comme vanne EGR pour les moteurs Diesel. C'est le papillon d'admission qui a été retenu pour notre application, en raison de sa caractéristique plus adaptée aux gammes de débit et de pression, de son temps de réponse et de son contrôle rapproché sur la position du clapet.

La vanne de contrôle comprend un dispositif permettant de réaliser une section de passage variable (papillon fixé sur un axe) au moyen d'un actionneur électrique (moteur rotatif dont la force magnétique est équilibrée par l'action d'un ressort). Une électronique haute température intégrée dans l'enveloppe est utilisée pour la saisie de la valeur de consigne, un diagnostic de l'actionneur, la transmission d'un état au calculateur associé, le calcul de la position du volet, et pour piloter le moteur à courant continu intégré dans l'actionneur. Le moteur à courant continu actionne le volet via un ensemble d'engrenages à 2 trains. Nous utilisons un logiciel de contrôle pour une position asservie du volet. Un capteur sans contact est utilisé pour la saisie de la position du volet. Le volet est amené dans une position d'ouverture par la force d'un ressort lorsque l'actionneur est non alimenté ou lorsque l'électronique embarquée détecte un mode de défaut. Si l'électronique intégrée détecte un défaut de l'actionneur, un signal d'état est transmis au calculateur.

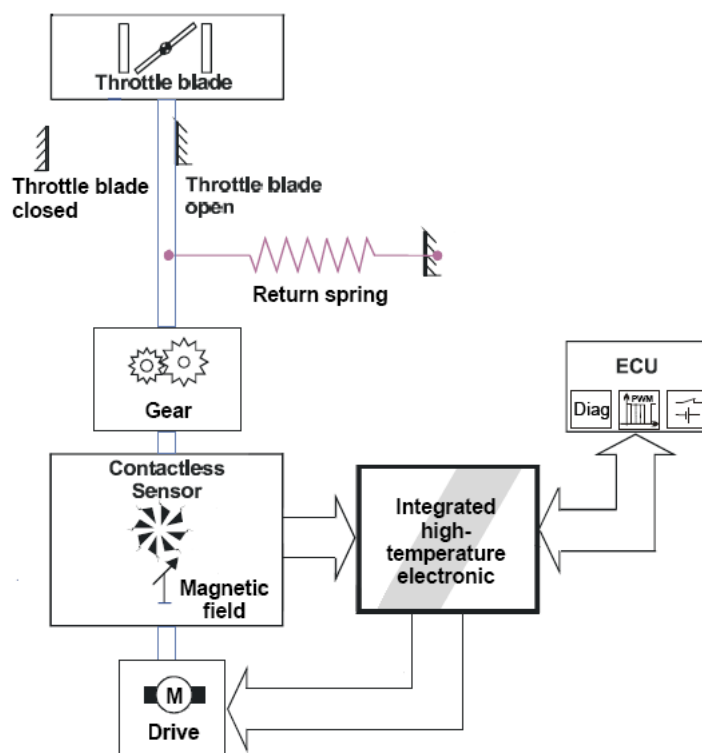


FIG. 5.25 – Schématisation de la vanne Siemens en position non alimentée (volet ouvert)

Caractéristiques générales du papillon d'admission Siemens :

- Plage de débit : de 1 à 83 g/s ;
- Pression différentielle amont-aval : de 20 à 600 mbar absolus ;
- Température maximale en sortie : 140°C ;
- Temps de réponse en position : environ 0,15 s ;
- Précision d'ouverture :  $\pm 5^\circ\text{C}$ .



## Instrumentation

### a) Les capteurs de débit

Plusieurs principes de fonctionnement sont en concurrence, mais le plus communément utilisé désormais est basé sur le principe du "fil chaud". Un élément conducteur dont la caractéristique de résistance électrique en fonction de la température est clairement identifiée, est soumis au flux de l'air qui le refroidit, une alimentation électrique soumet ce conducteur à un courant électrique régulé de façon à maintenir la température du conducteur constante. La valeur du courant nécessaire est représentative de l'effet de refroidissement dû au flux d'air donc au débit massique de celui-ci. Ce type de capteur possède les moyens de mesure nécessaires pour faire la correction de température de l'air ambiant. Pour que la mesure de vitesse effectuée ponctuellement soit représentative du débit massique d'air total, il est nécessaire de rendre le flux laminaire en amont de la mesure (en respectant certaines contraintes géométriques pour la conduite située en amont, ou en intégrant une grille). En outre, ce type de capteur ne différencie pas le sens du flux d'air et son information peut être erronée dans le cas de fortes pulsations avec inversion du débit.

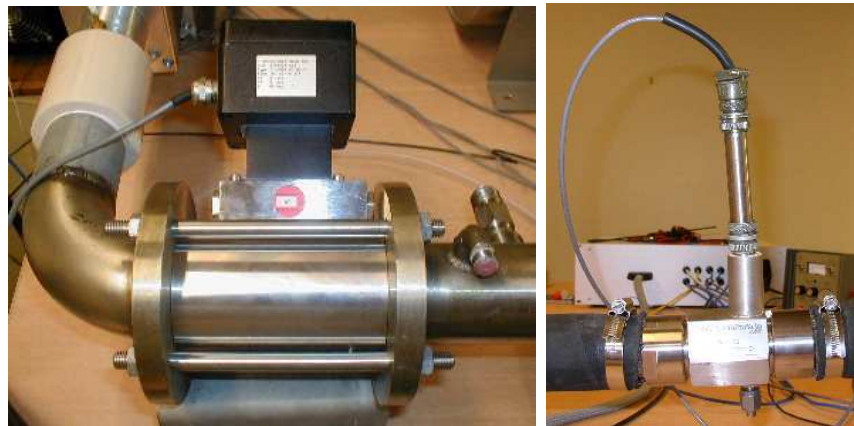


FIG. 5.26 – Débitmètre thermique massique Bronkhorst et débitmètre à turbine Cox

### b) Les capteurs de pression

Les capteurs de pression sont basés sur la mesure de la contrainte exercée sur une membrane. La membrane en silicium est équipée de jauges piézorésistives et d'un circuit électronique chargé de mettre en forme le signal et de réaliser la compensation des contraintes dues aux dilatations en fonction de la température. Ces capteurs sont couplés à une électronique de conditionnement du signal qui leur permet de délivrer une tension linéaire en fonction de la pression.



FIG. 5.27 – Capteur de pression



### c) Les capteurs de température

Des capteurs de température sont également prévus pour mesurer la température ambiante et la température interne du moteur. Des capteurs de pression différentielle permettront de mesurer les pertes de charge, notamment dans les volumes.

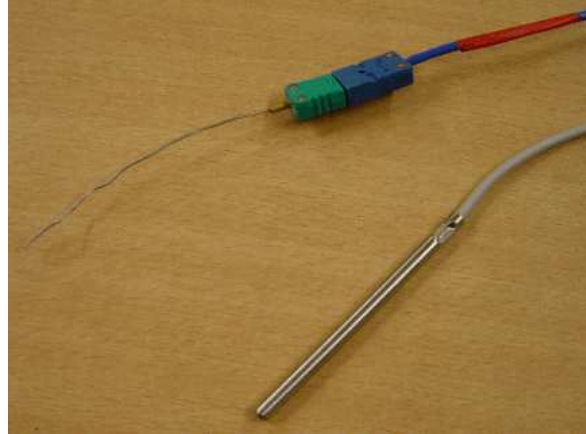


FIG. 5.28 – Capteur de température

A noter que tous les capteurs sont couplés à une électronique de conditionnement du signal qui leur permet de délivrer une tension linéaire en fonction de la grandeur mesurée.



FIG. 5.29 – Boîtiers de conditionnement pour les différentes mesures

## Système de commande et d'acquisition

Un système de prototypage rapide Dspace permet de piloter les actionneurs et d'acquérir les mesures.

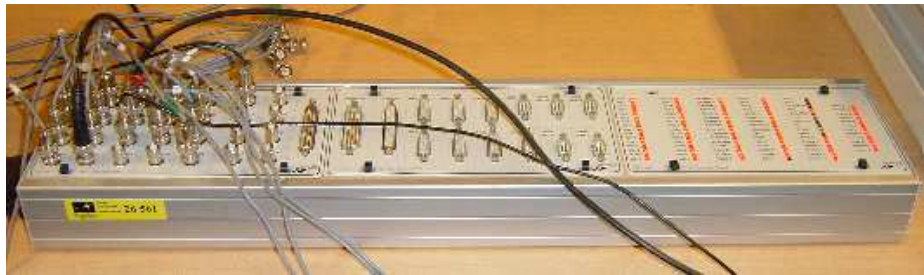


FIG. 5.30 – Banc d'acquisition et de commande

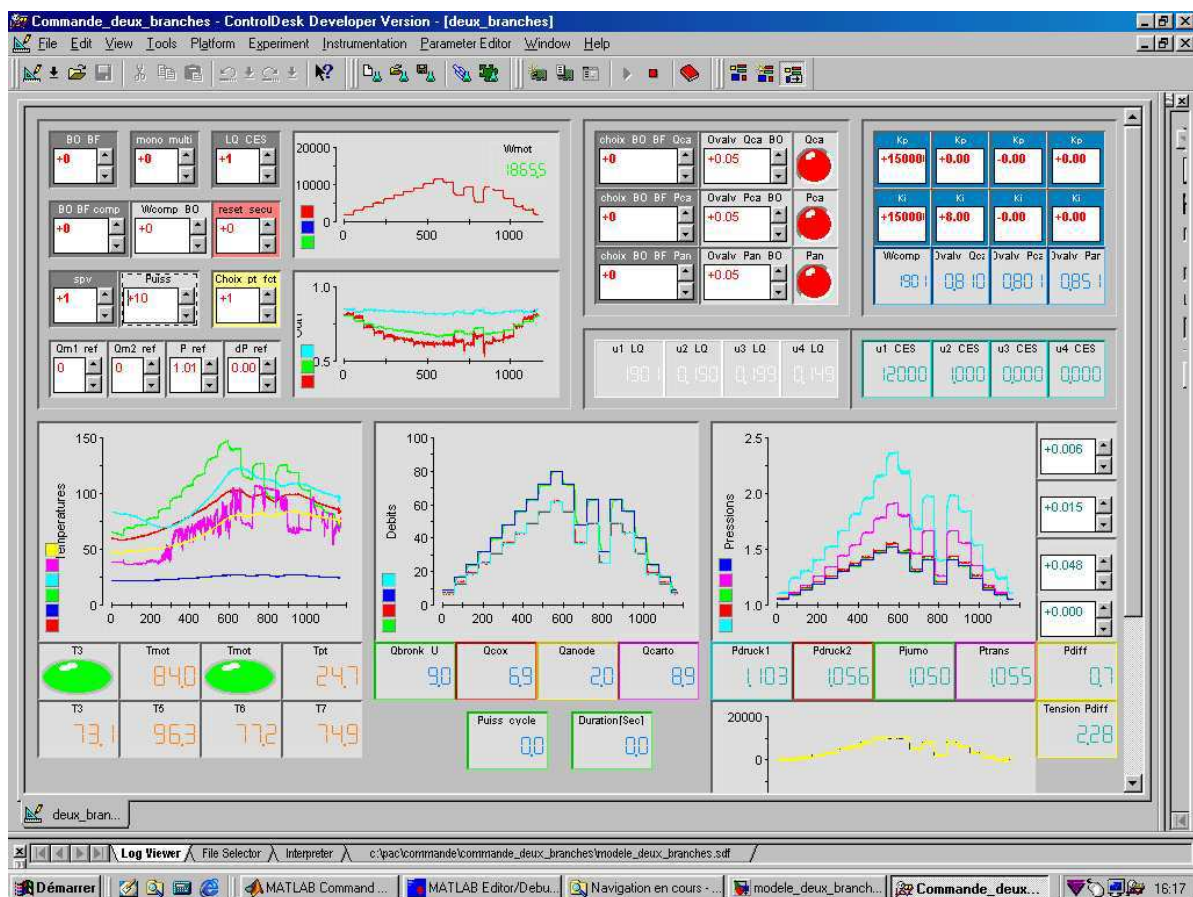


FIG. 5.31 – Interface Control Desk

## Analyse instrumentale

TAB. 5.10 – Liste des capteurs et actionneurs du banc d'essai Supélec

Mesures	Nb	Nom	Position	Plage fonctionnement	Précision	Type	Signal	Fournisseur
<i>Température</i>	7	$T_{atmo}$	Ambiante	250°C	1°C	Pt100 Classe B	0-10 V	Correge
		$T_{comp}$	Sortie compresseur	1100°C	2°C	Thermocouple K	0-10 V	Correge
		$T_{di}$	Diffuseur	1100°C	2°C	Thermocouple K	0-10 V	Correge
		$T_{et}$	Echangeur thermique	1100°C	2°C	Thermocouple K	0-10 V	Correge
		$T_{ca}$	Cathode	1100°C	2°C	Thermocouple K	0-10 V	Correge
		$T_{re}$	Reformeur	1100°C	2°C	Thermocouple K	0-10 V	Correge
		$T_{an}$	Anode	1100°C	2°C	Thermocouple K	0-10 V	Correge
<i>Pression</i>	4	$P_{di}$	Diffuseur	0-4 bar / 120°C	0,15%	Absolu	4-20 mA	Druck
		$P_{et}$	Echangeur thermique	0-4 bar / 120°C	0,15%	Absolu	4-20 mA	Druck
		$P_{ca}$	Cathode	0-6 bar / 120°C	0,15%	Absolu	0-5 V	Jumo
		$P_{re}$	Reformeur	0-6 bar / 100°C	0,25%	Relatif	0-100 mV	Gems
<i>Pression diff.</i>	1	$\Delta P$	Anode-Cathode	75 mbar	0.25%		0,25-4,25 V	Honeywell
<i>Débit massique</i>	2	$Q_{comp}$	Entrée compresseur	0-250 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> / 70°C / 3 bar	<1%	Thermique massique	0-5 V	Bronkhorst
		$Q_{ca}$	Entrée cathode	0-720 L.min <sup>-1</sup> / 130°C / 5bar	1%	Turbine	4-20 mA	Cox

Actionneurs	Nb	Type	Caractéristiques	Commande	Fournisseur
<i>Compresseur</i>	1	Compresseur à vis			Opcon
<i>Moteur</i>	1	Brushless DC motor	12000 tr.min <sup>-1</sup> max / $\eta_{max} = 93\%$	0-10 V	Fischer
<i>Vannes</i>	3	Papillon motorisé	200°C / 35bar	0-10V	Siemens

# Annexe D

## Analyse de l'erreur d'estimation des modèles du compresseur

Pour caractériser les incertitudes liées au modèle de compresseur sur la plage de fonctionnement du système d'air (cf. tableau 5.11), on injecte en entrée des modèles de compresseur (cartographie et estimation linéaire) les commandes relevées lors de la réalisation du profil de fonctionnement en boucle fermée, et on compare la sortie "débit massique" aux mesures (cf. tableau 3.2 et figure 3.9).

PUISSANCE	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Mesure (g/s)	9	17	24	32	40	48	56	63	72	80
Modèle cartographié (g/s)	8,4	15,7	23	31,8	38,8	47,8	57,5	66,6	76,7	84,3
Erreur (g/s)	0,6	1,3	1	0,2	1,2	0,2	1,5	3,6	4,7	4,3
	7%	8%	4%	0,6%	3%	0,4%	3%	6%	6,5%	5%
Modèle identifié (g/s)	8	18,5	26	34,1	42	49,9	57,8	65,1	74,7	83,5
Erreur (g/s)	1	1,5	2	2,1	2	1,9	1,8	2,1	2,7	3,5
	11%	9%	8%	6,5%	5%	4%	3%	3%	4%	4%

TAB. 5.11 – Evaluation de l'erreur d'estimation du débit massique fourni par le compresseur

On observe une bonne corrélation du débit donné par la cartographie avec les mesures sur 70% de la plage de puissance (1,5 g/s d'erreur au maximum), mais une erreur sensible (jusqu'à 5 g/s) apparaît pour un débit supérieur à 60 g/s et un taux de compression supérieur à 2. Par ailleurs, le débit donné par le modèle statique linéaire présente une erreur plus régulière (autour de 2 g/s jusqu'à 80% de la plage de fonctionnement), ce qui est relativement pénalisant pour les faibles débits (jusqu'à 11 % d'erreur).

## Identification du coefficient d'ouverture de la vanne

Les coefficients d'ouverture intégrés aux modèles de vannes ont été identifiées grâce à un polynôme du second ordre de coefficients  $(K_{van2}, K_{van1})$ , qui permet de modéliser leur variation avec la grandeur de commande  $\sigma_{van}$  (cf. figure 5.32 et [53]).

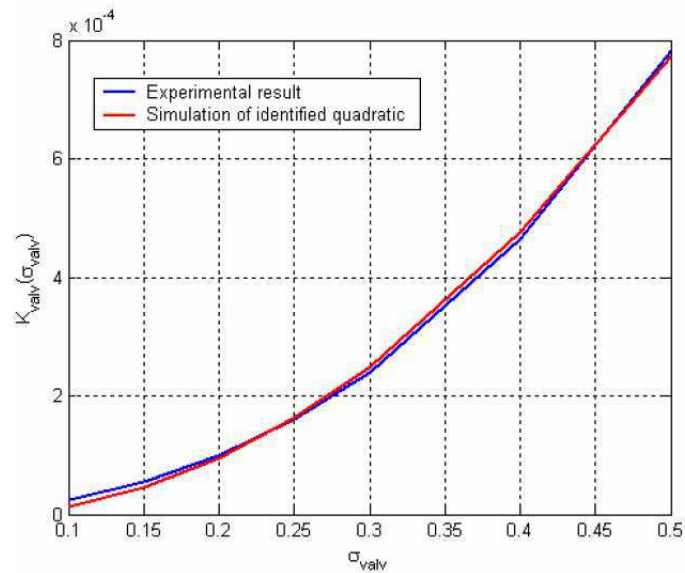


FIG. 5.32 – Identification du coefficient d'ouverture de vanne

## Procédure de linéarisation

La procédure de linéarisation est fondée sur le développement en série de Taylor autour du point de fonctionnement choisi, dont les termes d'ordre supérieur à un sont négligés.

Etant donnée une fonction non-linéaire en plusieurs variables :  $y = g(x_1, x_2, \dots, x_n)$ . L'équivalent linéaire de cette fonction au voisinage du point  $x^0 = (x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$  est donné par :

$$y = g(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0) + \frac{\partial g(x)}{\partial x_1} \Big|_{x_1^0} (x_1 - x_1^0) + \dots + \frac{\partial g(x)}{\partial x_n} \Big|_{x_n^0} (x_n - x_n^0)$$

Pour un système dynamique de représentation d'état  $\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), t)$ , les points d'équilibre sont les solutions de l'équation algébrique :

$$\dot{x}^0(t) = 0$$

On définit un point d'équilibre nominal  $x^0$  ainsi qu'un vecteur de commande nominal  $u^0$  vérifiant :

$$\dot{x}^0(t) = f(x^0, u^0) = 0$$

On suppose alors que le système fonctionne autour des conditions nominales, c'est-à-dire que, pour tout  $t_0 \leq t \leq t_f$ ,  $(u(t), x(t))$  ne diffère de  $(u^0, x^0)$  que très faiblement. On définit de cette manière les faibles variations  $\tilde{u}(t)$  et  $\tilde{x}(t)$  telles que :

$$\begin{aligned} u(t) &= u^0 + \tilde{u}(t) \\ x(t) &= x^0 + \tilde{x}(t) \end{aligned}$$

En écrivant le développement en séries de Taylor au premier ordre de la fonction  $f$  autour du point nominal, on obtient :

$$\dot{x}^0(t) + \dot{\tilde{x}}(t) = f(x^0, u^0) + J_x[x^0, u^0]\tilde{x}(t) + J_u[x^0, u^0]\tilde{u}(t) + h(t)$$

où  $(J_x, J_u)$  sont les matrices Jacobiennes de la fonction  $f$  par rapport aux vecteurs  $(x, u)$  :

$$J_x = \left[ \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right]_{1 \leq i \leq n, 1 \leq j \leq n} \quad J_u = \left[ \frac{\partial f_i}{\partial u_j} \right]_{1 \leq i \leq n, 1 \leq j \leq m}$$

En négligeant le terme  $h(t)$ , on obtient l'équation d'état linéarisée :

$$\dot{\tilde{x}}(t) = J_x[x^0, u^0]\tilde{x}(t) + J_u[x^0, u^0]\tilde{u}(t)$$

On définit ainsi les matrices de la représentation d'état linéaire :  $\dot{\tilde{x}}(t) = A(t)\tilde{x}(t) + B(t)\tilde{u}(t)$ .

Si le système dynamique étudié vérifie l'hypothèse de linéarité, alors sa représentation d'état pourra être donnée sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A(t)x(t) + B(t)u(t) \\ y(t) &= C(t)x(t) + D(t)u(t) \end{aligned}$$

où  $A(t) \in \mathbb{R}^{n \times n}$  est la matrice dynamique,

$B(t) \in \mathbb{R}^{n \times m}$  est la matrice de commande ou d'entrée,

$C(t) \in \mathbb{R}^{p \times n}$  est la matrice de mesure ou de sortie,

$D(t) \in \mathbb{R}^{p \times m}$  est la matrice de transmission directe.

Si les matrices  $(A, B, C, D)$  sont constantes, le système est dit Linéaire à Temps Invariant (LTI).

## Outils pour la réduction de modèle

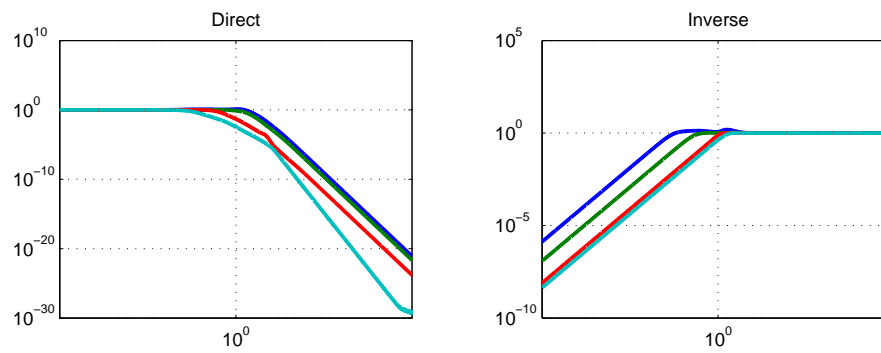


FIG. 5.33 – Valeurs singulières pour la commande monovariable

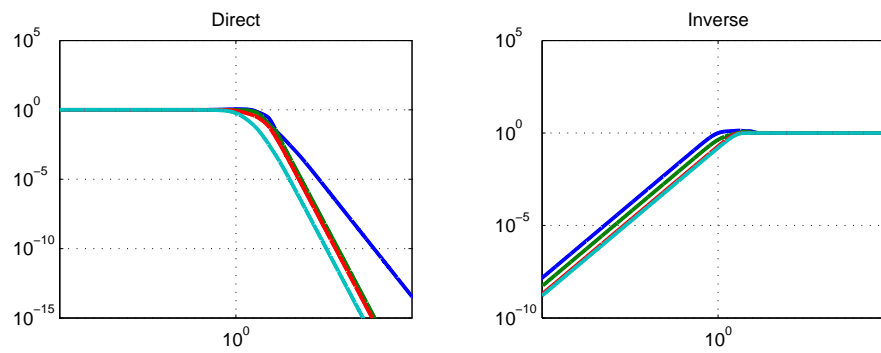


FIG. 5.34 – Valeurs singulières pour la commande multivariable

# Annexe E

## Éléments théoriques sur la commande par retour d'état

Un des objectifs premiers de la commande est de stabiliser le système si celui-ci est instable, et d'améliorer ses propriétés dynamiques, de façon à obtenir un régime transitoire satisfaisant. Lorsque toutes les variables d'état du système sont mesurées, une commande par retour d'état permet de remplir de façon simple ces objectifs.

Tous ces aspects vont être présentés avec une formulation en temps continu.

### Calcul d'un retour d'état par commande modale

L'approche modale permet d'agir de manière fine sur les propriétés dynamiques du système en choisissant ses modes, avec en plus, dans le cas multivariable, la possibilité d'utiliser les degrés de liberté supplémentaires pour agir sur la répartition de ceux-ci sur les différents états.

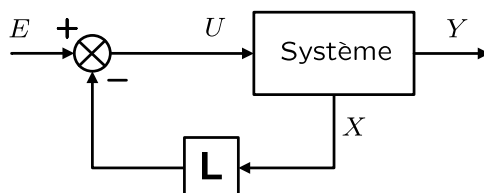


FIG. 5.35 – Structure retour d'état

### Choix des valeurs propres et condition d'existence du retour d'état

La méthode modale consiste à choisir *a priori* les valeurs propres  $\lambda_i$  de  $A - BL$ , puis à rechercher la matrice  $L$  correspondant à ce choix. On choisit de la sorte les modes  $e^{\lambda_i t}$  qui apparaîtront dans ses réponses transitoires, et on fixe ainsi ses propriétés dynamiques.

La condition d'existence d'une matrice  $L$  quelle que soit la dynamique choisie est donnée par le théorème de Wonham :

*La matrice de retour d'état  $L$  existe pour tout ensemble de valeurs propres  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  réelles ou complexes conjuguées si et seulement si le système est commandable.*

Nous nous concentrons ici de montrer que si le système n'est pas commandable, sa dynamique ne peut être choisie arbitrairement. Si  $(A, B)$  est non commandable, on peut par changement de



variables d'état metttte le système sous forme canonique pour la commande :

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{X}}_1(t) \\ \dot{\bar{X}}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{A}_{11} & \bar{A}_{12} \\ 0 & \bar{A}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1(t) \\ \bar{X}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{B}_1 \\ 0 \end{bmatrix} U(t)$$

Soit  $U(t) = - \begin{bmatrix} L_1 & L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\bar{X}}_1(t) \\ \dot{\bar{X}}_2(t) \end{bmatrix} + E(t)$  le retour d'état cherché. Le système bouclé s'écrit :

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{X}}_1(t) \\ \dot{\bar{X}}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{A}_{11} - \bar{B}_1 L_1 & \bar{A}_{12} - \bar{B}_1 L_2 \\ 0 & \bar{A}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1(t) \\ \bar{X}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{B}_1 \\ 0 \end{bmatrix} E(t)$$

La matrice d'état du système bouclé étant diagonale par blocs, ses valeurs propres sont la réunion des valeurs propres de  $\bar{A}_{11} - \bar{B}_1 L_1$  et des valeurs propres de  $\bar{A}_{22}$ . On voit donc que le choix des valeurs propres n'est pas quelconque, puisqu'il doit nécessairement contenir les valeurs propres de  $\bar{A}_{22}$  : celles-ci représentent la dynamique de la partie non commandable, qui n'est pas modifiée par le bouclage.

Le théorème de Wonham indique donc que si un système commandable peut être ramené à l'origine en temps fini, il est aussi possible, par un retour d'état, de choisir sa dynamique arbitrairement.

D'un point de vue pratique, le réglage de la dynamique, c'est-à-dire des valeurs propres  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  assignées à la matrice  $A - BL$ , n'est pas systématique, et le choix devra être ajusté par essais successifs, en fonction des performances dynamiques demandées. On peut néanmoins dégager quelques règles simples, à partir de l'étude du régime transitoire introduit par chacun des  $\lambda_i$  :

- la stabilité du système bouclé impose de prendre tous les  $\lambda_i$  à partie réelle négative.
- une valeur propre réelle  $\lambda_i = -\sigma_i < 0$  introduit dans toute réponse du système bouclé un régime transitoire  $e^{\sigma_i t}$  qui tend vers 0 d'autant plus vite que  $\sigma_i$  est grand.
- deux valeurs propres complexes conjuguées  $\lambda_i = -\sigma_i + j\omega_i$  et  $\bar{\lambda}_i = -\sigma_i - j\omega_i$  introduisent des régimes transitoires en  $e^{\sigma_i t} \sin(\omega_i t)$  et  $e^{\sigma_i t} \cos(\omega_i t)$  qui tendent vers 0 d'autant plus vite que  $\sigma_i$  est grand, et présentent d'autant plus d'oscillations que  $\omega_i$  est grand. L'amortissement de la réponse est donc lié à la valeur relative de  $\sigma_i$  et  $\omega_i$  :  $\zeta_i = \sigma_i / \sqrt{\sigma_i^2 + \omega_i^2}$ .
- enfin, il faut garder à l'esprit que plus la dynamique du système bouclé sera éloignée de la dynamique en boucle ouverte, plus les commandes seront fortes, voire irréalisables en pratique.

### Calcul de la matrice L dans le cas monovariable

Les valeurs propres  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  ayant été choisies, il reste à calculer la matrice  $L$ . Dans le cas où le système a une seule commande ( $\dim(U) = 1$ ), celle-ci est une matrice ligne qui comprend  $\dim(X) = n$  éléments. Le nombre de valeurs propres choisies étant lui-aussi égal à  $n$ , et l'existence d'une solution étant assurée par le théorème de Wonham, celle-ci est unique. Il existe différentes méthodes pour la calculer.

Une première possibilité consiste à calculer le polynôme caractéristique de  $A - BL$  et à identifier ses coefficients avec ceux du polynôme ayant  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  comme solutions :

$$\det(\lambda I - (A - BL)) \equiv (\lambda - \lambda_1) \dots (\lambda - \lambda_n)$$

On conçoit néanmoins que cette solution devienne rapidement lourde à appliquer pour des systèmes d'ordre  $n$  élevé.

La formule de *Bass-Gura* utilise la matrice de commandabilité  $\mathcal{C} = [B \ AB \ \dots \ A^{n-1}B]$ , les coefficients du polynôme ayant  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  comme solutions, et ceux du polynôme caractéristique de  $A$ . Supposons que le premier s'écrive :

$$(\lambda - \lambda_1) \dots (\lambda - \lambda_n) = \lambda^n + \alpha_1 \lambda^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} \lambda + \alpha_n$$

et que le polynôme caractéristique de  $A$  soit :

$$\det(\lambda I - A) = \lambda^n + a_1 \lambda^{n-1} + \dots + a_{n-1} \lambda + a_n$$

Alors la matrice  $L$  est obtenue par :

$$L = (\alpha^n - a_n \ \alpha^{n-1} - a_{n-1} \ \dots \ \alpha^1 - a_1)(\mathcal{C}W)^{-1}$$

où la matrice  $W$  est formée à partir des coefficients du polynôme caractéristique de  $A$  :

$$W = \begin{bmatrix} a_{n-1} & a_{n-2} & \dots & a_1 & 1 \\ a_{n-2} & a_{n-3} & & 1 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ a_1 & 1 & \ddots & 0 & 0 \\ 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

La formule explicite d'*Ackermann* est obtenue à partir de la matrice  $\mathcal{C}$  et du polynôme ayant  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  comme solutions :

$$L = [0 \ 0 \ \dots \ 0 \ 1][B \ AB \ \dots \ A^{n-1}B]^{-1}\mathcal{P}(A)$$

où  $\mathcal{P}(A)$  est obtenu en remplaçant formellement  $\lambda$  par  $A$  dans le polynôme ayant  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  comme solutions :

$$\mathcal{P}(A) = A^n + \alpha_1 A^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} A + \alpha_n I_n$$

Il faut noter que ces formules sont assez peu robustes numériquement, en raison notamment de la forte dispersion qui peut apparaître dans les coefficients d'un polynôme caractéristique. Une autre méthode ne présentant pas cet inconvénient sera présenté pour le cas multivariable.

### Choix des vecteurs propres dans le cas multivariable

Dans le cas d'un système à plusieurs commandes ( $\dim(U) = m > 1$ ), le choix des valeurs propres ne suffit pas à fixer la matrice  $L$ , qui comprend  $m * n$  termes. Il faut de plus s'intéresser aux vecteurs propres de  $A - BL$ .

L'ensemble des valeurs propres et des vecteurs propres de cette matrice constitue la structure propre du système bouclé. Les valeurs propres étant supposées choisies, étudions l'influence des vecteurs propres sur son comportement transitoire.

La solution de l'équation d'état  $\dot{X}(t) = (A - BL)X(t) + BE(t)$  est :

$$X(t) = e^{(A-BL)t} X_0 + \int_0^t e^{(A-BL)(t-\tau)} BE(\tau) d\tau$$

Soit  $\lambda_i$  et  $v_i$  ( $i = 1 \dots n$ ), les valeurs propres (choisies distinctes) et vecteurs propres de  $A - BL$ . On a donc :

$$(A - BL)v_i = \lambda_i v_i$$

$$(A - BL)[v_1 \dots v_n] = [v_1 \dots v_n] \begin{bmatrix} \lambda_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & \lambda_n \end{bmatrix}$$

En appelant  $V$  la matrice des vecteurs propres,  $U = V^{-1}$  son inverse, et  $\Lambda$  la matrice diagonale contenant les valeurs propres, on a :

$$A - BL = V\Lambda U$$

En considérant la matrice  $e^{(A-BL)t}$  définie par la série :

$$e^{(A-BL)t} = I + (A - BL)t + (A - BL)^2 \frac{t^2}{2!} + \dots + (A - BL)^k \frac{t^k}{k!} + \dots$$

et en notant  $u_i^T$  les lignes de  $U$ , on montre que :

$$e^{(A-BL)t} = V e^{\Lambda t} U = [v_1 \dots v_n] \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t} & & \\ & \ddots & \\ & & e^{\lambda_n t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1^T \\ \vdots \\ u_n^T \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n v_i e^{\lambda_i t} u_i^T$$

La solution de l'équation d'état s'écrit donc :

$$X(t) = \left( \sum_{i=1}^n v_i e^{\lambda_i t} u_i^T \right) X_0 + \sum_{i=1}^n v_i \int_0^t e^{\lambda_i(t-\tau)} u_i^T BE(\tau) d\tau$$

Cette relation permet de mettre en évidence l'influence de la structure propre sur le régime transitoire : celui-ci fait apparaître les modes  $e^{\lambda_i t}$ , et chaque vecteur propre  $v_i$  fixe la répartition du mode correspondant  $e^{\lambda_i t}$  sur les différentes composantes de l'état. De manière symétrique, le vecteur  $u_i^T$  fixe la façon dont les différentes composantes de  $X_0$  excitent le mode  $e^{\lambda_i t}$ , tandis que le vecteur  $u_i^T B$  fixe la façon dont ce mode est excité par les différentes composantes de l'entrée  $E(t)$ .

Ainsi, grâce au choix des vecteurs propres, il est possible d'affecter de façon sélective certains modes à certains états. La question est maintenant de savoir dans quelle mesure on peut choisir les vecteurs propres, et comment en déduire la matrice  $L$ .

Reprenons l'équation qui lie chaque vecteur propre à sa valeur propre :

$$(A - BL)v_i = \lambda_i v_i$$

Les inconnues de cette équation sont  $L$  et  $v_i$ . En posant  $w_i = Lv_i$ , l'équation se réécrit :

$$(A - \lambda_i I_n)v_i - Bw_i = 0$$

avec  $\dim(v_i) = n$  et  $\dim(w_i) = m$ , soit encore :

$$\begin{bmatrix} A - \lambda_i I_n & -B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_i \\ w_i \end{bmatrix} = 0$$

Si  $\lambda_i$  n'est pas valeur propre de  $A$ , la matrice  $[A - \lambda_i I_n \quad -B]$  est de rang plein égal à  $n$ , et les solutions du système linéaire précédent définissent un sous-espace vectoriel de dimension  $(n + m) - n = m$ . Pour ramener cette dimension à 1, et donc définir une seule direction possible pour le vecteur propre, on voit qu'il faut choisir  $m - 1$  éléments parmi les composantes des vecteurs  $v_i$  et  $w_i$ , soit par exemple  $m - 1$  composantes du vecteur propre  $v_i$  ; celui-ci est alors déterminé à un coefficient multiplicatif près.

Il est évident que dans le cas monovariable, il n'y a aucune liberté de choix (le choix des  $\lambda_i$  fixe de façon unique la matrice  $L$ ). Cette possibilité apparaît seulement dans le cas de plusieurs commandes, pour lequel on pourra choisir de faire disparaître le mode  $e^{\lambda_i t}$  de certaines variables d'état (ce qui permettra de répartir les modes entre les variables d'état, et donc de conférer au système bouclé des propriétés de découplage).

Une autre solution consiste à rechercher des vecteurs propres présentant entre eux des angles les plus grands possibles : on montre en effet que la sensibilité des valeurs propres aux incertitudes sur les coefficients des matrices  $A$  et  $B$  est minimale pour des vecteurs propres orthogonaux ([54]).

L'utilisation des vecteurs propres débouche sur une méthode de calcul de la matrice  $L$ , valable dans les cas monovariable et multivariable. Connaissant les vecteurs  $v_i$  et  $w_i$ , on a en effet :

$$[w_1 \quad \dots \quad w_n] = L[v_1 \quad \dots \quad v_n]$$

Si les vecteurs propres  $v_i$  sont indépendants (ce qui est le cas notamment si les valeurs propres  $\lambda_i$  sont distinctes), on obtient :

$$L = [w_1 \quad \dots \quad w_n][v_1 \quad \dots \quad v_n]^{-1}$$

Pour conclure, l'approche modale permet de régler très finement le régime transitoire du système. Dans le cas multivariable, elle offre également la possibilité d'agir sur la répartition des modes entre les différentes composantes de l'état. Enfin, elle peut s'adapter facilement pour un retour d'état partiel, lorsque les variables non mesurées font intervenir des dynamiques peu sensibles au bouclage.

Les calculs à réaliser sont des calculs algébriques simples (manipulation de matrices, systèmes d'équations linéaires...). En revanche, avec un nombre élevé d'éléments de réglage à choisir (qui s'accroît avec la dimension du système), la mise en oeuvre peut demander de nombreuses itérations.

## Calcul d'un retour d'état par commande linéaire-quadratique

Une autre approche permet de calculer un retour d'état : plutôt que de régler le comportement dynamique du système bouclé de manière explicite, on peut choisir d'optimiser un critère qui conduise au comportement transitoire souhaité avec des commandes réalistes, par exemple un critère quadratique en l'état et la commande pour un système linéaire invariant.

### Le problème du régulateur linéaire-quadratique

Considérons un système décrit par l'équation d'état suivante :

$$\dot{X}(t) = (A - BL)X(t) + BU(t)$$

avec une condition initiale  $X(0) \neq 0$ . On se pose le problème de déterminer la commande qui permet de ramener l'état  $X(t)$  à 0 tout en minimisant le critère :

$$J = \int_0^\infty (X(t)^T Q X(t) + U(t)^T R U(t)) dt$$

où  $Q$  et  $R$  sont deux matrices symétriques, respectivement semi-définie positive et définie positive :

$$\begin{aligned} Q &= Q^T \geq 0 \\ R &= R^T > 0 \end{aligned}$$

On définit une matrice rectangulaire  $H$  telle que  $Q = H^T H$ , et la solution du problème est fournie par le théorème suivant :

*Si les conditions suivantes sont vérifiées :  $(A, B)$  stabilisable et  $(H, A)$  détectable, alors :*

- *il existe une unique matrice  $P$  symétrique semi-définie positive solution de l'équation de Riccati :*

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0$$

- *la commande qui optimise le critère  $LQ$  est donnée par :*

$$\begin{aligned} U(t) &= -LX(t) \\ L &= R^{-1}B^T P \end{aligned}$$

- *elle assure de plus la stabilité asymptotique du système bouclé :  $\forall X(0) \quad X(t) \xrightarrow[t \rightarrow \infty]{} 0$ .*

Interprétation :

- l'optimisation d'un critère de type LQ ne doit pas être considérée comme une fin en soi mais comme un moyen particulier de calculer un retour d'état : c'est en effet la seule forme de critère qui conduise à une commande  $U$  linéaire en  $X$ .
- on peut toutefois donner une signification physique à ce critère : il réalise une pondération entre l'objectif (l'évolution de  $X$  pénalise le critère via la matrice  $Q$ ) et la dépense nécessaire (les commandes  $U$  appliquées pénalisent le critère via la matrice  $R$ ).
- les deux conditions de stabilisabilité et de détectabilité ne sont pas de même nature : en effet, on peut toujours satisfaire la condition de détectabilité par un choix judicieux de la matrice  $Q$  ; par contre, les commandes disponibles imposent la matrice  $B$ , de sorte qu'on n'a pas de moyen d'action sur la condition de stabilisabilité : si  $(A, B)$  n'est pas stabilisable, le problème précédent n'a pas de solution.

## Le régulateur linéaire-quadratique en présence de bruit

Une extension intéressante des résultats précédents concerne le cas où le système est soumis à des perturbations aléatoires. Considérons le système décrit par l'équation d'état suivante :

$$\dot{X}(t) = (A - BL)X(t) + BU(t) + V(t)$$

où  $U(t)$  est la commande et  $V(t)$  est un vecteur de bruits blancs de moyenne  $EV(t)$  nulle à tout instant. La condition initiale  $X(0)$  est soit une variable inconnue mais déterministe, soit une variable aléatoire non corrélée avec  $V(t)$ .

Nous allons chercher une commande par retour d'état  $U(t) = -LX(t)$  qui minimise un critère quadratique dérivé de celui du cas déterministe. Il faut simplement tenir compte du fait que l'intégrande du critère ne peut tendre vers 0 en présence de bruits, et donc diviser l'intégrale par la longueur de l'intervalle d'intégration si l'on veut pouvoir faire tendre celui-ci vers l'infini. On adopte donc comme critère :

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T (X(t)^T Q X(t) + U(t)^T R U(t)) dt \right\}$$

On montre alors que, sous les mêmes conditions, la commande linéaire qui minimise le critère précédent est identique à la solution du problème déterministe. Il s'agit là d'un résultat remarquable puisqu'il permet d'utiliser cette solution en présence de bruit sans aucune modification.

## Conditions d'applications de la commande LQ

La condition de stabilisabilité est satisfaite sous les conditions suivantes :

(i)  $\text{rang} \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix} = n + p$

(ii)  $(A, B)$  stabilisable

(iii)  $m \geq p$

Pour la condition de détectabilité, on peut remarquer que le système :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{X}' \\ \dot{S}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} U' \\ Z_1 = \begin{bmatrix} H_1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} \\ Z_2 = \begin{bmatrix} 0 & H_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X' \\ S' \end{bmatrix} \end{cases}$$

où  $H_1$  et  $H_2$  vérifient  $H_1^T H_1 = Q_1$  et  $H_2^T H_2 = Q_2$ , est sous forme canonique pour l'observation vis-à-vis de la "sortie"  $Z_1$ , avec une partie inobservable de dynamique nulle. Pour qu'il soit détectable par rapport à  $Z_1$  et  $Z_2$  réunis, il faut donc que :

(i)  $(H_1, A)$  soit détectable

(iii)  $\text{rang}(H_2) = p$



# Annexe F

## Conférence Internationale Francophone d'Automatique

*"Modélisation et commande du système d'alimentation en air d'un véhicule Pile à Combustible avec reformage embarqué"*. N. Romani, E. Godoy, D. Beauvois, V. Le Lay.

Article présenté à la "Conférence Internationale Francophone d'Automatique" ("CIFA'06", Bordeaux, France, mai-juin 2006), sponsorisée par l'*Institute of Electrical and Electronics Engineers* (IEEE).

## European Control Conference

*"Multivariable Control for Air Management System in Fuel Reforming Fuel Cell Vehicle"*. N. Romani, E. Godoy, D. Beauvois, V. Le Lay.

Article présenté à la conférence internationale "*European Control Conference*" ("ECC'07", Kos, Grèce, juillet 2007), sponsorisée par l'*Institute of Electrical and Electronics Engineers* (IEEE).

## Journal of Fuel Cell Science and Technology

*"Control-Oriented Modeling and Analysis of Air Management System for Fuel Reforming Fuel Cell Vehicle"*. N. Romani, E. Godoy, D. Beauvois, V. Le Lay.

Publication dans la revue scientifique "*Journal of Fuel Cell Science and Technology*" (février 2008), sponsorisée par l'*American Society of Mechanical Engineers* (ASME).































































































## Cinquième partie

# Illustrations et références



# Table des figures

1	Évolution des normes d'émissions (source : ADEME) . . . . .	7
2	Normes d'émissions applicables en Europe pour les VP (source : Renault) . . . . .	8
3	Émissions moyennes de $CO_2$ dans l'Union Européenne (source : IFP) . . . . .	9
4	Évolution des normes CAFE aux États-Unis (source : IFP) . . . . .	10
1.1	Principe de fonctionnement d'une pile à combustible (source : Acta-nanotech) . . . . .	18
1.2	Structure du <i>stack</i> (source : PEMEAS) . . . . .	20
1.3	Détails d'une cellule EME (source : <i>Fuel Cell Handbook</i> ) . . . . .	21
1.4	Vision éclatée d'une cellule EME et génération du courant électrique . . . . .	22
1.5	Courbe de polarisation et zones de fonctionnement d'une pile à combustible . . . . .	22
1.6	Véhicules de petite série <i>Silverado</i> et <i>Equinox</i> de Chevrolet . . . . .	28
1.7	Concepts <i>Hy-Wire</i> et <i>Volt</i> , et prototype <i>Sequel</i> de General Motors . . . . .	29
1.8	Véhicule de petite série <i>Focus</i> , prototype <i>Explorer</i> et concept <i>Airstream</i> de Ford . . . . .	29
1.9	Bus européens développés dans le cadre des projets CUTE et HYCHAIN . . . . .	29
1.10	Bus <i>Citaro</i> , prototypes <i>NECAR</i> et concept <i>F600 Hygénius</i> de Mercedes . . . . .	30
1.11	Prototypes <i>HydroGen3</i> de Opel, <i>Touran Hy-Motion</i> de VW et <i>Panda PAC</i> de Fiat . . . . .	30
1.12	Le dernier prototype <i>Epure</i> de Peugeot . . . . .	31
1.13	Prototypes <i>FCHV</i> , <i>Fine-S</i> et <i>Fine-X</i> de Toyota . . . . .	31
1.14	<i>FCX-Concept</i> de Honda . . . . .	32
1.15	Prototype <i>X-Trail FCV</i> de Nissan . . . . .	32
1.16	Répartition géographique des stations et véhicules "hydrogène" (source : Total) . . . . .	33
1.17	Véhicule à pile à combustible avec reformeur embarqué développé par Renault . . . . .	34
1.18	Schéma de principe du module de puissance . . . . .	35
1.19	Pile développée par 3M . . . . .	36
1.20	Reformeur développé par Nuvera Fuel Cells . . . . .	38
1.21	Les différents étages du reformeur . . . . .	39
1.22	Influence de la pression sur les performances d'une pile à combustible . . . . .	40
1.23	Le module de puissance et son système de compression . . . . .	40
1.24	Cartographie des pertes de charge du module de puissance . . . . .	42
1.25	Profil de température pour assurer le bilan d'eau . . . . .	43
1.26	Schéma du système d'air étudié . . . . .	45
1.27	Profil débit/pression à suivre en sortie du groupe de compression . . . . .	46
1.28	Cartographie 3D du compresseur OPCON réalisée sur le banc d'essai Supélec . . . . .	47
1.29	Cartographies d'un turbocompresseur à géométrie fixe . . . . .	48

2.1	Activité de modélisation pour l'Automatique . . . . .	55
2.2	Étapes de la modélisation "physique" du système d'alimentation en air . . . . .	57
2.3	Méthodologie de simulation couplée et processus d'Automatique . . . . .	58
2.4	Volume de contrôle, variables d'état et variables d'entrée/sortie . . . . .	63
2.5	Composantes capacitive et inertielle des équations d'Euler . . . . .	64
2.6	Analogie électrique d'un échange thermique à travers une paroi . . . . .	68
2.7	Modèle bond-graph d'une tranche de conduite . . . . .	70
2.8	Réprésentation simplifiée du compresseur volumétrique . . . . .	71
2.9	Cartographies de régime et de rendement du compresseur volumétrique Opcon . . . . .	73
2.10	Modèle bond-graph du compresseur volumétrique . . . . .	73
2.11	Réprésentation simplifiée du turbocompresseur . . . . .	74
2.12	Caractéristique débit-pression d'un compresseur et limites d'utilisation . . . . .	75
2.13	Modèle bond-graph du compresseur du turbocompresseur . . . . .	76
2.14	Caractéristiques de débit et de rendement d'une turbine . . . . .	77
2.15	Modèle bond-graph de la turbine du turbocompresseur . . . . .	78
2.16	Schéma simplifié de l'orifice d'une vanne . . . . .	79
2.17	Caractéristiques et limitations des modèles de vanne . . . . .	80
2.18	Modèle d'une branche pneumatique sous MATLAB/Simulink . . . . .	81
2.19	Modèle d'une branche pneumatique sous <i>AMESim</i> . . . . .	82
2.20	Résultats de co-simulation <i>Simulink/AMESim</i> . . . . .	82
2.21	Modèle d'une branche pneumatique sous <i>GT-Power</i> . . . . .	83
2.22	Exemple de simulation sous <i>Fluent</i> . . . . .	83
2.23	Modèle du système d'air global sous <i>AMESim</i> . . . . .	84
2.24	Validation expérimentale du modèle "une branche" . . . . .	85
3.1	Schéma du système d'air expérimental . . . . .	88
3.2	Système d'air expérimental implanté à Supélec . . . . .	90
3.3	Compresseur volumétrique Opcon et principe de fonctionnement "double vis" . . . . .	91
3.4	Vanne d'admission Siemens et principe du "papillon" . . . . .	91
3.5	Débitmètre thermique massique Bronkhorst et débitmètre volumique à turbine Cox . . . . .	92
3.6	Structure du modèle global du système d'air expérimental . . . . .	94
3.7	Modèle dynamique "0D" d'une capacité pneumatique . . . . .	95
3.8	Modèle statique de pertes de charge . . . . .	96
3.9	Profil de fonctionnement du système d'air et relevé des mesures . . . . .	98
3.10	Cartographie des pertes de charge des différents composants . . . . .	99
3.11	Cartographie de régime du compresseur Opcon . . . . .	100
3.12	Cartographie de rendement du compresseur Opcon . . . . .	101
3.13	Mesure du régime du compresseur sur un profil de consigne en régime . . . . .	102
3.14	Identification de la dynamique du compresseur . . . . .	102
3.15	Comparaison des modèles cartographique et linéaire du compresseur avec la mesure . . . . .	103
3.16	Identification des coefficients liés à l'ouverture de vanne . . . . .	104
3.17	Comparaison des modèles aux résultats expérimentaux pour 2 ouvertures de vanne . . . . .	105
3.18	Représentation d'état d'un système dynamique multivariable . . . . .	106
3.19	Comparaison des modèles linéaire et non-linéaire sur des échelons montants . . . . .	113

## TABLE DES FIGURES

3.20	Comparaison des modèles linéaire et non-linéaire sur des échelons descendants . .	114
3.21	Modèle linéaire en comparaison des mesures sur la plage de fonctionnement . . .	115
3.22	Transferts directs $H_{ii}$ et transferts de couplage $H_{ji}$ du système à commander . .	116
3.23	Diagrammes de Bode des transferts $H_{ii}$ pour différents points de fonctionnement	117
3.24	Dispersion des gains des transferts $H_{j1}$ avec le point de fonctionnement . . . . .	117
3.25	Dispersion des gains des transferts $H_{j2}$ avec le point de fonctionnement . . . . .	118
3.26	Dispersion des gains des transferts $H_{j3}$ avec le point de fonctionnement . . . . .	118
3.27	Dispersion des gains des transferts $H_{j4}$ avec le point de fonctionnement . . . . .	119
3.28	Diagrammes de Bode des transferts $H_{ii}$ pour différents points de fonctionnement	120
3.29	Dispersion des pôles avec le point de fonctionnement . . . . .	120
3.30	Dispersion des pôles "basse fréquence" avec le point de fonctionnement . . . . .	121
3.31	Influence du volume des composants sur la dynamique du système . . . . .	122
3.32	Influence de la température en sortie compresseur sur la dynamique du système .	122
4.1	Structure de commande monovariante . . . . .	133
4.2	Transferts directs $H_{ii}$ et transferts de couplage $H_{ji}$ du système à commander . .	133
4.3	Influence de chaque entrée sur les différentes sorties . . . . .	134
4.4	Réglage des 4 régulateurs PI à partir des diagrammes de Bode . . . . .	135
4.5	Mise en œuvre des régulateurs PI sous Simulink . . . . .	136
4.6	Sorties obtenues avec les régulateurs PI . . . . .	137
4.7	Commandes obtenues avec les régulateurs PI . . . . .	138
4.8	Zooms sur les sorties (PI) . . . . .	138
4.9	Modification de l'implémentation du régulateur PI . . . . .	139
4.10	Sorties obtenues avec les régulateurs PI modifiés . . . . .	139
4.11	Commandes obtenues avec les régulateurs PI modifiés . . . . .	139
4.12	Zooms sur les sorties (PI modifiés) . . . . .	140
4.13	Sorties obtenues avec les régulateurs PI et l'anticipation statique . . . . .	141
4.14	Commandes obtenues avec les régulateurs PI et l'anticipation statique . . . . .	141
4.15	Zooms sur les sorties (PI et anticipation) . . . . .	142
4.16	Mise en évidence des couplages avec des consignes découplées . . . . .	143
4.17	Structure d'un retour d'état . . . . .	144
4.18	Asservissement des sorties avec actions intégrales . . . . .	147
4.19	Structure retour d'état - observateur . . . . .	149
4.20	Comparaison des pôles de la boucle fermée et de l'observateur . . . . .	150
4.21	Structure de commande avec prise en compte de la dynamique des capteurs . . .	150
4.22	Retour d'état dans le cas idéal . . . . .	152
4.23	Structure "retour d'état - observateur" avec retour sur les mesures . . . . .	152
4.24	Structure "retour d'état - observateur" avec retour sur les mesures . . . . .	153
4.25	Résolution du problème de désadaptation du modèle avec l'observateur . . . . .	153
4.26	Comparaison des résultats . . . . .	154
4.27	Sorties obtenues dans le cas "idéal" . . . . .	156
4.28	Commandes obtenues dans le cas "idéal" . . . . .	156
4.29	Sorties obtenues dans le cas "réel" . . . . .	157
4.30	Commandes obtenues dans le cas "réel" . . . . .	157

4.31	Sorties obtenues avec la structure proposée . . . . .	158
4.32	Commandes obtenues avec la structure proposée . . . . .	159
4.33	Zooms sur les sorties à commander . . . . .	159
4.34	Performances en découplage avec des consignes découplées . . . . .	160
4.35	Schéma d'analyse de la robustesse de la stabilité . . . . .	161
4.36	Schéma d'analyse pour l'évaluation des marges de stabilité . . . . .	162
4.37	Transformation du schéma d'analyse (modélisation multiplicatrice directe) . . . .	162
4.38	Transformation du schéma d'analyse (modélisation multiplicatrice inverse) . . . .	163
5.1	Profils "débit/pression" . . . . .	168
5.2	"Pyramides" des consignes pour le système d'air expérimental . . . . .	168
5.3	Consignes du scénario de test "pied au plancher" . . . . .	169
5.4	Suivi du profil de type "pyramide" avec la commande monovariable . . . . .	170
5.5	Sorties et commandes sur la fenêtre n°1 de l'essai "pyramide" . . . . .	171
5.6	Sorties et commandes sur la fenêtre n°2 de l'essai "pyramide" . . . . .	172
5.7	Sorties et commandes sur la fenêtre n°3 de l'essai "pyramide" . . . . .	173
5.8	Sorties et commandes sur l'essai "pied au plancher" . . . . .	174
5.9	Suivi du profil de type "pyramide" avec la commande multivariable . . . . .	176
5.10	Sorties et commandes sur la fenêtre n°1 de l'essai "pyramide" . . . . .	177
5.11	Sorties et commandes sur la fenêtre n°2 de l'essai "pyramide" . . . . .	178
5.12	Sorties et commandes sur la fenêtre n°3 de l'essai "pyramide" . . . . .	179
5.13	Sorties et commandes sur l'essai "pied au plancher" . . . . .	180
5.14	Performances comparées entre les commandes PI et LQ . . . . .	182
5.15	Ecoulement d'un fluide autour d'un obstacle . . . . .	194
5.16	Diagramme entropique de la compression . . . . .	201
5.17	Diagramme de Clapeyron pour une compression isentropique . . . . .	203
5.18	Modèle bond-graph d'un turbocompresseur . . . . .	206
5.19	Schéma simplifié de l'orifice d'une vanne . . . . .	207
5.20	Système d'air expérimental . . . . .	209
5.21	Chambre pneumatique, diffuseur et vanne manuelle . . . . .	210
5.22	Principe de fonctionnement du compresseur à double vis Opcon . . . . .	210
5.23	Compresseur Opcon couplé à un moteur Fischer et son onduleur . . . . .	211
5.24	Vannes commandées Siemens . . . . .	211
5.25	Schématisation de la vanne Siemens en position non alimentée (volet ouvert) . . .	212
5.26	Débitmètre thermique massique Bronkhorst et débitmètre à turbine Cox . . . . .	213
5.27	Capteur de pression . . . . .	213
5.28	Capteur de température . . . . .	214
5.29	Boîtiers de conditionnement pour les différentes mesures . . . . .	214
5.30	Banc d'acquisition et de commande . . . . .	215
5.31	Interface Control Desk . . . . .	215
5.32	Identification du coefficient d'ouverture de vanne . . . . .	218
5.33	Valeurs singulières pour la commande monovariable . . . . .	220
5.34	Valeurs singulières pour la commande multivariable . . . . .	220
5.35	Structure retour d'état . . . . .	221

# Liste des tableaux

1	Comparaison des différentes technologies de motorisation . . . . .	12
1.1	Comparaison des différentes technologies de piles à combustible . . . . .	19
1.2	Caractéristiques énergétiques de l'hydrogène en comparaison à d'autres carburants	25
1.3	Spécifications du <i>stack</i> 3M . . . . .	37
3.1	Volumes des différents composants du système d'air (avec conduites associées) . .	96
3.2	Cartographie du système d'air expérimental sur toute sa plage de fonctionnement	97
3.3	Identification des pertes de charge . . . . .	98
3.4	Cartographie des points de fonctionnement du système d'air expérimental . . . .	111
3.5	Valeurs singulières . . . . .	124
4.1	Points de fonctionnement testés en simulation . . . . .	137
4.2	Points de fonctionnement testés en simulation . . . . .	155
4.3	Marges de stabilité de la commande monovariable . . . . .	164
4.4	Marges de stabilité de la commande multivariable . . . . .	164
5.1	Plage de fonctionnement du système d'air expérimental . . . . .	167
5.2	Performances sur l'essai n°1 . . . . .	175
5.3	Performances sur l'essai n°2 . . . . .	175
5.4	Performances sur l'essai n°3 . . . . .	175
5.5	Performances sur l'essai n°1 . . . . .	181
5.6	Performances sur l'essai n°2 . . . . .	181
5.7	Performances sur l'essai n°3 . . . . .	181
5.8	Performances sur l'essai n°4 . . . . .	181
5.9	Tests du compresseur réalisés par le fournisseur Opcon . . . . .	211
5.10	Liste des capteurs et actionneurs du banc d'essai Supélec . . . . .	215
5.11	Evaluation de l'erreur d'estimation du débit massique fourni par le compresseur .	217





# Bibliographie

- [1] *Clefs CEA : L'hydrogène, les nouvelles technologies de l'énergie*. CEA, 2004-2005.
- [2] N. Stern. *The Economics of Climate Change : the Stern review*. Cambridge, 2006.
- [3] P.R. Bauquis. Quelles énergies pour les transports au 21<sup>e</sup> siècle ? *Ingénieurs de l'Automobile (numéro 782 bis)*, 2006.
- [4] *La politique européenne des transports à l'horizon 2010 : l'heure des choix*. Commission Européenne, 2001.
- [5] P. Beuzit. A. Le Douaron. Des énergies alternatives : pour quelles raisons ? *Ingénieurs de l'Automobile (numéro 782 bis)*, 2006.
- [6] J.H. Hirschenhofer. D.B. Stauffer. R.R. Engleman. M.G. Klett. *Fuel Cell Handbook, Seventh Edition*. FETC, 2004.
- [7] A.A. Kulikovskiy. The voltage-current curve of a polymer electrolyte fuel cell : exact and fitting equations. *Electrochemistry communications (ISSN 1388-2481)*, 2002.
- [8] J. Larminie. A. Dicks. *Fuel Cell Systems Explained*. John Wiley, 2003.
- [9] W. Colella. Cleaning the air with fuel cell vehicles : net impact on emissions and energy use of replacing conventional internal combustion engine vehicles with hydrogen fuel cell vehicles. *The First European Fuel Cell Technology and Applications Conference, ASME*, 2005.
- [10] B.J. Bowers. J.L. Zhao. D. Dattatraya. M. Ruffo. Performance of an onboard fuel processor for pem fuel cell vehicles. *SAE Paper (2005-01-0008)*, 2005.
- [11] B.J. Bowers. J.L. Zhao. R. Khan. D. Dattatraya. N. Dushman. J.-C. Beziat. F. Boudjemaa. Onboard fuel processor for pem fuel cell vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy (doi : 10.1016 / j.ijhydene.2006.10.045)*, 2006.
- [12] D. Boettner. G. Paganelli. Y.G. Guezennec. G. Rizzoni. M.J. Moran. Proton exchange membrane fuel cell system model for automotive vehicle simulation and control. *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 2002.
- [13] Y.G. Guezennec. Ta young Choi. G. Paganelli. G. Rizzoni. Supervisory control of fuel cell vehicles and its link to overall system efficiency and low-level control requirements. *IEEE American Control Conference*, 2003.
- [14] D.C. Karnopp. R.C. Rosenberg. *Systems dynamics : a unified approach*. John Wiley, 1975.
- [15] N. Romani. V. Le Lay. E. Godoy. D. Beauvois. Numerical simulation based on dynamic flow models to improve analysis and control of air supply system for fuel cell vehicle. *SIA International Congress : Fluid dynamics applications in ground transportation*, 2005.

- [16] K. Bencherif. *Modélisation mathématique d'une pile à combustible et d'un reformeur essence en vue de la commande*. PhD thesis, Université Paris IX, 2004.
- [17] J.T. Pukrushpan. A.G. Stefanopoulou. H. Peng. Simulation and analysis of transient fuel cell system performance based on a dynamic reactant flow model. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2002.
- [18] J.T. Pukrushpan. A.G. Stefanopoulou. H. Peng. Modeling and control for pem fuel cell stack system. *IEEE American Control Conference*, 2002.
- [19] P. Morall. I. Kolmanovsky. Turbocharger modeling for automotive control applications. *SAE Paper (1999-01-0908)*, 1999.
- [20] S. Gelfi. A.G. Stefanopoulou. J.T. Pukrushpan. H. Peng. Dynamics of low-pressure and high-pressure fuel cell air supply systems. *IEEE American Control Conference*, 2003.
- [21] D. Boettner. *Modeling of PEM Fuel Cell systems including controls and reforming effects for hybrid automotive applications*. PhD thesis, The Ohio State University, 2001.
- [22] P. Rodatz. G. Paganelli. L. Guzzella. Optimizing air supply control of pem fuel cell system. *IEEE American Control Conference*, 2003.
- [23] J.M. Cunningham. *Air system management for fuel cell vehicle applications*. PhD thesis, University of California, Davis, 2001.
- [24] J.M. Cunningham. M.A. Hoffman. R.M. Moore. D.J. Friedman. Requirements for a flexible and realistic air supply model for incorporation into a fuel cell vehicle (fcv) system simulation. *SAE Future Transportation Technology Conference (1999-01-2912)*, 1999.
- [25] J.M. Cunningham. M.A. Hoffman. A.R. Eggert. D.J. Friedman. The implications of using an expander (turbine) in an air system of a pem fuel cell engine. *Electric Vehicle Symposium (EVS-17 Conference)*, 2000.
- [26] J.M. Cunningham. M.A. Hoffman. D.J. Friedman. A comparison of high-pressure and low-pressure operation of pem fuel cell systems. *SAE 2001 World Congress (2001-01-0538)*, 2001.
- [27] M. Tekin. *Contribution à l'optimisation énergétique d'un système pile à combustible embarqué*. PhD thesis, Université de Franche-Comté, 2004.
- [28] J.P. Bird. *Model of the air system transients in a fuel cell vehicle*. PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2002.
- [29] G.W. Kulp. *A comparison of two air compressors for PEM fuel cell systems*. PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001.
- [30] M. Jung. *Mean-value modelling and robust control of the airpath of a turbocharged diesel engine*. PhD thesis, University of Cambridge, 2003.
- [31] B.P. Rasmussen. *Control-riented modeling of transcritical vapor compression systems*. PhD thesis, University of Illinois, 2002.
- [32] J. Nikuradse. Laws of flow in rough pipes. *National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Memorandum 1292*, 1933.
- [33] H.W. Liepmann. A. Roshko. *Éléments de la dynamique des gaz*. Gauthier-Villars, 1962.
- [34] L.F. Moody. Friction factors for pipe flow. *ASME Transactions* 66, 671-683, 1944.

- [35] H. Darcy. *Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux*. Mallet-Bachelier, 1857.
- [36] E.N. Sieder. G.E. Tate. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial and Engineering Chemistry Research* 28, p. 1429, 1936.
- [37] W.H. Mac Adams. *Heat Transmission*. McGraw-Hill, 1954.
- [38] V. Talon. *Modélisation 0-1D des moteurs à allumage commandé*. PhD thesis, Université d'Orléans, 2004.
- [39] J. Faisandier. *Mécanismes hydrauliques et pneumatiques*. Dunod, 1999.
- [40] D. Di Penta. K. Bencherif. Q. Zhang. M. Sorine. Fuel cell carbon monoxid poisoning estimation and control with air bleed injection. *IEEE Proceedings of Conference on Control Applications*, 2006.
- [41] S. Skogestad. I. Postlethwaite. *Multivariable Feedback Control : Analysis and Design*. John Wiley, 1996.
- [42] N. Romani. E. Godoy. D. Beauvois. V. Le Lay. Modélisation et commande du système d'alimentation en air d'un véhicule pile à combustible avec reformage embarqué. *Conférence Internationale Francophone d'Automatique, IEEE CIFA'06*, 2006.
- [43] J.T. Pukrushpan. A.G. Stefanopoulou. H. Peng. Control of fuel cell breathing. *IEEE Control System Magazine*, 2004.
- [44] S. Varigonda. J.T. Pukrushpan. A.G. Stefanopoulou. Challenges in fuel cell power plant control : The role of system level dynamic models. *Proceedings of the AIChE Spring Meeting*, 2003.
- [45] E.H. Bristol. On a new measure of interaction for multivariable process control. *IEEE Transactions on Automatic Control (vol. 11, pp. 133-134)*, 1966.
- [46] E. Ostertag. *Commande et estimation multivariables*. Ellipses, 2006.
- [47] P. de Larminat. *Commande des Systèmes Linéaires*. Hermès, 1993.
- [48] R.C. Rosenberg. D.C. Karnopp. *Introduction to physical system dynamics*. Mc Graw Hill, 1983.
- [49] J.U. Thoma. *Simulation by bond-graphs*. Spronger Verlag, 1991.
- [50] D. Normand-Cyrot. A.J. Fossard. *Modélisation-Estimation*, volume 1 of *Systèmes non linéaires*. Masson, 1993.
- [51] P. Borne. G. Dauphin-Tanguy. J.P. Richard. F. Rotella. I. Zambettakis. *Modélisation et Identification des Processus*, volume 2. Editions TECHNIP, 1992.
- [52] P. Chassaing. *Mécanique des fluides - Eléments d'un premier parcours*. Cepaduès-Editions, 1997.
- [53] N. Romani. E. Godoy. D. Beauvois. V. Le Lay. Multivariable control for air management system in fuel reforming fuel cell vehicle. *Conférence Internationale Francophone d'Automatique, IEEE CIFA'06*, 2006.
- [54] J. Kautsky. N.K. Nichols. P. Van Dooren. *Robust pole assignment in linear state feedback*. International Journal of Control, vol 41 n°5, 1985.